



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

# Offenlegungsschrift DE 199 02 126 A 1

⑤1 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 60 T 8/48**  
B 60 T 13/138

②1 Aktenzeichen: 199 02 126.0  
②2 Anmeldetag: 20. 1. 99  
④3 Offenlegungstag: 22. 7. 99

③0 Unionspriorität:  
P 10-8383 20. 01. 98 JP

⑦1 Anmelder:  
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP; Aisin Seiki  
K.K., Kariya, Aichi, JP

⑦4 Vertreter:  
WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,  
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 85354 Freising

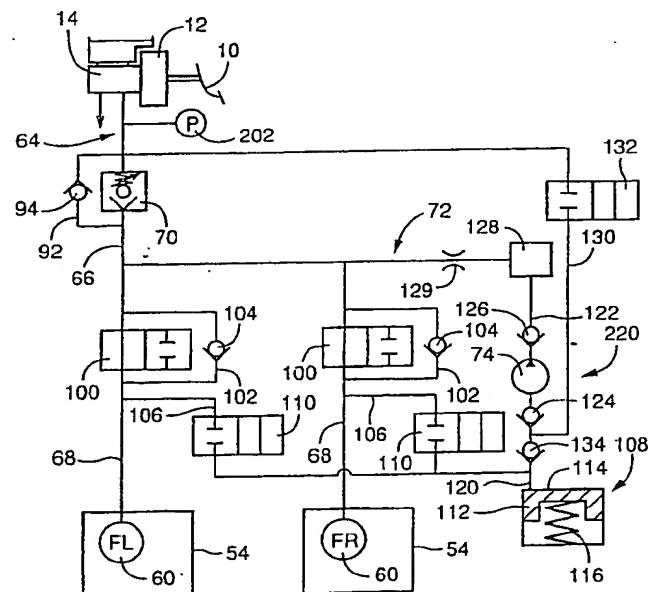
⑫ Erfinder:  
Isono, Hiroshi, Toyota, Aichi, JP; Mizutani, Yasuji,  
Toyota, Aichi, JP; Onuma, Yutaka, Toyota, Aichi, JP;  
Kondo, Koichi, Toyota, Aichi, JP; Nitta, Hirofumi,  
Kariya, Aichi, JP; Suzuki, Motoshi, Kariya, Aichi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Bremssystem mit einem Unterdruck-Bremskraftverstärker, dessen Verstärkungsverhältnis bei einem festen Übergangspunkt verringert wird, an dem eine Erhöhung eines Radzylinderdruckes beginnt

⑤7 Fahrzeugbremssystem, das folgendes aufweist: einen Unterdruck-Bremskraftverstärker (12) zum Übertragen einer verstärkten Bremsbetätigungskraft zu einem Hauptbremszylinder (14), so daß das Verstärkungsverhältnis auf einen festen Übergangspunkt (PC) verringert wird, bevor der Verstärkungsgrenzpunkt (PL) erreicht wird; eine Bremse (54) mit einem Radbremszylinder (60, 240, 242, 320, 322), der durch einen Fluidkanal (64, 72, 254, 262) mit dem Hauptbremszylinder (14) verbunden ist, der als eine erste Hydraulikdruckquelle dient, um ein Rad zu bremsen; und eine Druckerhöhungseinrichtung (220) mit einer zweiten Hydraulikdruckquelle (74, 250, 252, 326, 328), die mit dem Fluidkanal verbunden ist, und worin die Druckerhöhungseinrichtung einen Druckerhöhungsbetrieb dann startet, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist, so daß der Radbremszylinderdruck unter Verwendung der zweiten Hydraulikdruckquelle so ansteigt, daß er höher ist als der Hauptbremszylinderdruck.



DE 199 02 126 A 1

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

## Beschreibung

Diese Anmeldung basiert auf der japanischen Patentanmeldung Nr. 10-8383, die am 20. Januar 1998 eingereicht worden ist, wobei deren Inhalt durch Bezugnahme darauf hier vollständig aufgenommen ist.

## Hintergrund der Erfindung

## Technisches Gebiet der Erfindung

Die vorliegende Erfindung betrifft im allgemeinen ein Bremssystem für ein Kraftfahrzeug, das mit einem Unterdruck-Bremskraftverstärker ausgestattet ist, und sie betrifft insbesondere ein Fahrzeugbremssystem, das verhindern kann, daß die Bremswirkung dadurch verringert wird, daß sich die Verstärkungswirkung des Unterdruck-Bremskraftverstärkers verringert.

## Stand der Technik

Ein Beispiel für ein bekanntes Bremssystem des oben erwähnten Types ist in der JP-A-9-30385 offenbart. Dieses Bremssystem weist folgendes auf: (a) ein Bremsbetätigungsbauteil, (b) einen Hauptbremszylinder (c) einen Unterdruck-Bremskraftverstärker, um auf der Grundlage einer Druckdifferenz zwischen einem Druck in einer mit einer Unterdruckquelle in Verbindung stehenden Unterdruckkammer und einem Druck in einer Kammer mit veränderlichem Druck, die wahlweise mit der Unterdruckkammer und einer Atmosphäre verbunden ist, eine Bremsbetätigungskraft zu verstärken, die auf das Bremsbetätigungsbauteil wirkt, so daß die verstärkte Kraft an den Hauptbremszylinder angelegt wird, (d) einen Radbremszylinder, der mit dem Hauptbremszylinder durch einen Fluidkanal verbunden ist und durch einen hydraulischen Druck betätigt wird, der an ihn durch den Fluidkanal angelegt wird, um ein Rad eines Kraftfahrzeugs zu bremsen, und (e) eine Druckerhöhungseinrichtung, die betätigt wird, wenn eine bestimmte Bedingung während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils erfüllt ist, so daß ein Druckerhöhungsbetrieb gestartet wird, bei dem ein hydraulischer Druck in dem Radbremszylinder erhöht wird, wobei eine Hydraulikdruckquelle nicht der Hauptbremszylinder ist, so daß der erhöhte Radbremszylinderdruck höher ist als ein hydraulischer Druck, der durch den Hauptbremszylinder erzeugt wird. Die Bremsbetätigungskraft oder eine andere Größe, die sich auf diese Kraft bezieht, bei dem die bestimmte Bedingung erfüllt ist, wird als "Druckerhöhungsstartpunkt" bezeichnet.

Das oben erwähnte, bekannte Bremssystem ist so ausgelegt, daß die Bremsbetätigungskraft, die auf das Bremsbetätigungsbauteil wirkt, durch den Unterdruck-Bremskraftverstärker bei einem bestimmten Verstärkungsverhältnis solange verstärkt wird, bis ein Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erreicht ist, und es ist so ausgelegt, daß die Druckerhöhungseinrichtung den Druckerhöhungsbetrieb dann startet, wenn der Verstärkungsgrenzpunkt erreicht ist, d. h., wenn die Bremsbetätigungskraft oder eine andere Größe auf den Druckerhöhungsstartpunkt angestiegen ist, der dann erreicht ist, wenn der Verstärkungsgrenzpunkt erreicht ist.

Bei diesem bekannten Bremssystem ist entdeckt worden, daß der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erreicht ist, wenn eine der folgenden drei Bedingungen erfüllt ist: (1) ein Druckschalter hat erfaßt, daß der Druck in der Kammer mit veränderlichem Druck auf den atmosphärischen Druck angestiegen ist; (2) ein Schalter hat erfaßt, daß eine Eingangsstange des Unterdruck-Brems-

kraftverstärkers, die mit dem Bremsbetätigungsbauteil in Wirkverbindung steht, mit einer Ausgangsstange des Unterdruck-Bremskraftverstärkers, die mit dem Hauptbremszylinder in Wirkverbindung steht, in Anlagekontakt gebracht worden ist; und (3) der tatsächliche Radbremszylinderdruck, der durch einen Drucksensor erfaßt worden ist, ist niedriger geworden als ein Nennwert, der der Bremsbetätigungskraft entspricht, die durch einen Drucksensor erfaßt worden ist. Bei dem oben beschriebenen Bremssystem, bei dem sich der Augenblick, an dem der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erreicht ist, mit einer Änderung des Druckes in der Unterdruckkammer ändert, ändert sich der Druckerhöhungsstartpunkt in Abhängigkeit von dem Druck in der Unterdruckkammer. Theoretisch hat daher eine Druckänderung in der Unterdruckkammer auf die Bremswirkung, die durch den Radbremszylinder bewirkt wird, und auf das Betätigungsgefühl des Bremsbetätigungsbauteils, wie es auf einen Fahrzeugbediener übertragen wird, keinen Einfluß.

Tatsächlich ist es jedoch schwierig, sehr genau zu erfassen, daß der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erreicht worden ist. Demgemäß leidet das bekannte Bremssystem unweigerlich an dem Problem, daß die Bremswirkung und das Bremsbetätigungsgefühl durch eine Änderung in der Unterdruckkammer des Unterdruck-Bremskraftverstärkers beeinflußt werden.

## Zusammenfassung der Erfindung

Es ist daher Aufgabe dieser Erfindung, ein Bremssystem zu schaffen, das dafür ausgelegt ist, daß die Einflüsse einer Druckänderung in der Unterdruckkammer des Unterdruck-Bremskraftverstärkers auf die Bremswirkung und das Bremsbetätigungsgefühl verringert oder verhindert werden.

Die Lösung der Aufgabe erfolgt durch die Merkmale der Ansprüche 1 und 32.

Die obige Aufgabe kann gemäß einem der folgenden Aspekte der vorliegenden Erfindung erzielt werden, von welchen jeder so numeriert ist, wie die beigefügten Ansprüche und sich auf den anderen Aspekt oder die anderen Aspekte bezieht oder von diesen abhängig ist, wo es geeignet ist, so daß mögliche Kombinationen von Bauteilen oder Merkmalen in bevorzugten Ausführungsformen der Erfindung aufgezeigt sind.

(1) Bremssystem zum Bremsen eines Rades eines Kraftfahrzeuges, mit:  
einem Bremsbetätigungsbauteil;  
einem Hauptbremszylinder, der als eine erste Hydraulikdruckquelle arbeitet, um auf der Grundlage einer Eingangskraft einen Hydraulikdruck zu erzeugen;  
einem Unterdruck-Bremskraftverstärker, der eine mit einer Unterdruckquelle verbundene Unterdruckkammer und eine Kammer mit veränderlichem Druck, die mit der Unterdruckkammer und einer Atmosphäre wahlweise verbunden ist, aufweist, wobei der Unterdruck-Bremskraftverstärker eine Betätigungskraft des Bremsbetätigungsbauteils auf der Grundlage einer Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck verstärkt und die verstärkte Betätigungskraft zu dem Hauptbremszylinder überträgt, wobei der Unterdruck-Bremskraftverstärker einen Übergangspunkt aufweist, an dem ein Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers verringert wird, während die Bremsbetätigungskraft ansteigt, bevor ein Verstärkungsgrenzpunkt erreicht wird, an dem der Bremskraftverstärker nicht betriebsbereit ist, um seine Verstärkungsfunktion durchzuführen, wobei der Übergangspunkt unabhängig von einer Druckänderung in der Unterdruckkammer unverändert gehalten

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

wird;  
einer Bremse, die einen Radbremszylinder aufweist, der durch einen Fluidkanal mit dem Hauptbremszylinder verbunden ist und durch einen hydraulischen Druck betätigt wird, der an ihn durch den Fluidkanal angelegt wird, um das Rad zu bremsen; und  
einer Druckerhöhungseinrichtung, die eine zweite Hydraulikdruckquelle aufweist, welche mit dem Fluidkanal verbunden ist, wobei die Druckerhöhungseinrichtung unter Verwendung der zweiten Hydraulikdruckquelle einen Druckerhöhungsbetrieb durchführt, um einen hydraulischen Druck in dem Radbremszylinder derartig zu erhöhen, daß der erhöhte hydraulische Druck in dem Radbremszylinder höher ist als der durch den Hauptbremszylinder erzeugte Druck, wobei die Druckerhöhungseinrichtung den Druckerhöhungsbetrieb dann startet, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist.

Bei dem Bremssystem der vorliegenden Erfindung, das so aufgebaut ist, wie es oben beschrieben worden ist, ändert sich der Übergangspunkt, bei dem das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers während eines Anstieges der Bremsbetätigungskraft verringert wird, nicht mit einer Druckänderung in der Unterdruckkammer, während sich der Verstärkungsgrenzwert mit dem Druck in der Unterdruckkammer ändert. Wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist, startet die Druckerhöhungseinrichtung ihren Druckerhöhungsbetrieb. Demgemäß ist der Augenblick, bei dem der Druckerhöhungsbetrieb der Druckerhöhungseinrichtung gestartet wird, stabil. D. h., der Druckerhöhungsstartpunkt der Druckerhöhungseinrichtung ist stabil, wobei eine verbesserte Stabilität der Bremswirkung und des Betätigungsgefühls des Bremsbetätigungsbauteils sichergestellt ist.

(2) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (1), worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker so aufgebaut ist, daß eine Ausgabe des Unterdruck-Bremskraftverstärkers, die dem Übergangspunkt entspricht, geringer ist als die Ausgabe, die dem Verstärkungsgrenzwert entspricht, wenn der Druck in der Unterdruckkammer gleich einem unteren Grenzwert eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (2) der Erfindung ist der Unterdruck-Bremskraftverstärker so aufgebaut, daß der Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers notwendigerweise dann erreicht wird, bevor der Verstärkungsgrenzwert erreicht wird, sogar wenn der Druck in der Unterdruckkammer auf den erwarteten unteren Grenzwert abgesenkt wird. Demgemäß startet die Druckerhöhungseinrichtung notwendigerweise ihren Druckerhöhungsbetrieb unabhängig von einer Druckänderung in der Unterdruckkammer, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den festen Übergangspunkt angestiegen ist.

(3) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (1) oder (2), das so angeordnet ist, daß das Kraftfahrzeug bei einem Bremswert, der nicht niedriger ist als ein maximaler Bremswert, während eines normalen Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils gebremst wird, falls der Verstärkungsgrenzwert des Unterdruck-Bremskraftverstärkers während des Druckerhöhungsbetriebes erreicht wird, wenn der Druck in der Unterdruckkammer gleich einem unteren Grenzwert eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (3) wird der Verstärkungsgrenzwert des Unterdruck-Bremskraftverstärkers während eines normalen Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils sogar dann nicht erreicht, wenn der Druck in der Unterdruckkammer auf den erwarteten niedrigsten Wert abgesenkt wird. Demgemäß leidet das ge-

genwärtige Bremssystem während des normalen Bremsbetriebes nicht unter einer Änderung der Bremswirkung und des Bremsbetätigungsgefühls, was dann stattfinden würde, wenn der Verstärkungsgrenzwert des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erreicht werden würde.

Der reguläre Betrieb des Bremsbetätigungsbauteils wird so interpretiert, daß ein Betrieb des Bremsbetätigungsbauteils gemeint ist, während das Fahrzeug auf einer herkömmlichen oder gewöhnlichen Fahrbahnoberfläche gefahren wird.

Es wird im allgemeinen so gesehen, daß der maximale Bremswert des Kraftfahrzeuges in einem Bereich von 0,8 G bis 1,2 G fällt, wobei er typischerweise ungefähr 1,0 G beträgt.

(4) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (3), worin die Druckerhöhungseinrichtung folgendes aufweist: (a) einen Sensor zum Erfassen einer Betätigungskraft betreffenden Größe, die sich auf die Bremsbetätigungskraft bezieht, und (b) eine Druckerhöhungsstarteinrichtung, um der Druckerhöhungseinrichtung den Befehl zu erteilen, den Druckerhöhungsbetrieb dann zu starten, wenn die eine Betätigungskraft betreffende Größe, die von dem Sensor erfaßt worden ist, auf einen Wert angestiegen ist, der dem Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers entspricht.

Der oben erwähnte Sensor kann ein Sensor zum Erfassen der Bremsbetätigungskraft an sich, ein Sensor zum Erfassen eines Betätigungshubes des Bremsbetätigungsbauteils, ein Sensor zum Erfassen des Druckes in dem Hauptbremszylinder oder ein Sensor zum Erfassen des Bremswertes des Kraftfahrzeuges sein.

(5) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (4), worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker ein erstes Verstärkungsverhältnis, bei dem die Betätigungskraft des Bremsbetätigungsbauteils solange verstärkt wird, bis die Betätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist, und ein zweites Verstärkungsverhältnis aufweist, das geringer ist als das erste Verstärkungsverhältnis und bei dem die Betätigungskraft verstärkt wird, während die Betätigungskraft von dem Übergangspunkt auf den Verstärkungsgrenzwert ansteigt.

(6) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (5), worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker folgendes aufweist: ein Gehäuse;

eine Eingangsstange, die mit dem Bremsbetätigungsbauteil in Wirkverbindung steht;

einen Arbeitskolben, der in dem Gehäuse axial beweglich angeordnet ist und mit dem Gehäuse derartig in Wirkverbindung steht, daß die Unterdruckkammer und die Kammer mit veränderlichem Druck ausgebildet werden, wobei der Arbeitskolben durch die Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck axial bewegt wird;

einen Ventilmechanismus, um auf der Grundlage einer relativen axialen Bewegung des Arbeitskolbens und der Eingangsstange die Kammer mit veränderlichem Druck wahlweise mit der Unterdruckkammer und der Atmosphäre zu verbinden;

eine Ausgangsstange, um eine Betätigungskraft des Arbeitskolbens auf einen Druckkolben des Hauptbremszylinders zu übertragen; und

eine elastische Reaktionsscheibe, die derartig angeordnet ist, daß der Arbeitskolben und die Eingangsstange die Reaktionsscheibe in einer der entgegengesetzten axialen Richtungen des Unterdruck-Bremskraftverstärkers berühren, während die Ausgangsstange die Reaktionsscheibe in der anderen axialen Richtung berührt, und

worin einer der entgegengesetzten Endabschnitte der Ein-

kein  
Gehäuse  
einer  
Ausrichtung  
kein  
Booster-Mechanismus

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

gangsstange, an dem die Eingangsstange die Reaktionsscheibe berührt, aus zwei Abschnitten besteht, von welchen ein Abschnitt angrenzend an die Reaktionsscheibe angeordnet ist und einen ersten Querschnittsbereich aufweist und der andere Abschnitt entfernt liegend von der Reaktionsscheibe angeordnet ist und einen zweiten Querschnittsbereich aufweist, der größer ist als der erste Querschnittsbereich.

(7) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (4), worin das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers kontinuierlich verringert wird, während die Betätigungskraft des Bremsbetätigungsbauteils ansteigt, und worin der Übergangspunkt dann erreicht wird, wenn das Verstärkungsverhältnis auf einen Wert verringert worden ist, der ungleich null ist.

(8) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (7), worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker folgendes aufweist:

ein Gehäuse;

eine Eingangsstange, die mit dem Bremsbetätigungsbauteil in Wirkverbindung steht;

einen Arbeitskolben, der in dem Gehäuse axial beweglich angeordnet ist und mit dem Gehäuse derartig in Wirkverbindung steht, daß die Unterdruckkammer und die Kammer mit veränderlichem Druck ausgebildet werden, wobei der Arbeitskolben durch die Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck axial bewegt wird;

einen Ventilmechanismus, um auf der Grundlage einer relativen axialen Bewegung des Arbeitskolbens und der Eingangsstange die Kammer mit veränderlichem Druck wahlweise mit der Unterdruckkammer und der Atmosphäre zu verbinden;

eine Ausgangsstange, um eine Betätigungskraft des Arbeitskolbens auf einen Druckkolben des Hauptbremszylinders zu übertragen; und

eine elastische Reaktionsscheibe, die derartig angeordnet ist, daß der Arbeitskolben und die Eingangsstange die Reaktionsscheibe in einer der entgegengesetzten axialen Richtungen des Unterdruck-Bremskraftverstärkers berühren, während die Ausgangsstange die Reaktionsscheibe in der anderen axialen Richtung berührt, und

worin einer der entgegengesetzten Endabschnitte der Eingangsstange, an dem die Eingangsstange die Reaktionsscheibe berührt, einen Querschnittsbereich aufweist, der in einer axialen Richtung der Eingangsstange von einem der entgegengesetzten Endabschnitte zu dem anderen Endabschnitt kontinuierlich zunimmt.

(9) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (8), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, wobei sie ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, damit der Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau ansteigt, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptzylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids wenigstens in eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet.

(10) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (9), das zudem eine Strömungseinschränkungseinrichtung aufweist, die das Fluidströmungssteuerventil umgeht.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (10) kann durch die Strömungseinschränkungseinrichtung ein hydraulischer Druck, der dem Druck des Radbremszylinders entspricht, an den Hauptbremszylinder angelegt wer-

den, so daß der Fahrzeugbediener eine Erhöhung des Radbremszylinderdruckes durch den Betrieb der Pumpe spüren kann.

Das Bremssystem kann das Merkmal obigen Aspektes (10) aufweisen, ohne daß sie das Merkmal gemäß dem obigen Aspekt (1), nämlich daß der Druckerhöhungsbetrieb dann gestartet wird, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers erhöht worden ist, aufweist.

(11) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (10), worin das Fluidströmungssteuerventil ein magnetisch betätigtes Zweizegeventil aufweist, das eine offene Stellung und eine geschlossene Stellung aufweist.

(12) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (11), worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem eine Zweizegeventilsteuereinrichtung aufweist, um das Zweizegeventil normalerweise in der offenen Stellung zu halten, wobei das Zweizegeventil von der offenen Stellung in die geschlossene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb durch die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe gestartet wird, und wobei das Zweizegeventil von der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb beendet ist.

(13) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (10), worin das Fluidströmungssteuerventil ein magnetisch betätigtes Zweizegeventil aufweist, das eine offene Stellung und eine geschlossene Stellung aufweist, und worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe folgendes aufweist: (a) eine Zweizegeventilsteuereinrichtung, um das Zweizegeventil normalerweise in der offenen Stellung zu halten, wobei das Zweizegeventil von der offenen Stellung in die geschlossene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb durch die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe gestartet wird, und wobei das Zweizegeventil von der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb beendet ist, und (b) eine Pumpenfördermengen-Steuereinrichtung, um eine Fördermenge der Pumpe zu steuern, damit eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids durch die Strömungseinschränkungseinrichtung gesteuert wird, um dadurch eine Differenz zwischen den Drücken in dem Hauptbremszylinder und dem Radbremszylinder variabel zu steuern.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (10) wird das magnetisch betätigte Zweizegeventil als die Fluidströmungssteuereinrichtung verwendet, aber der Druckerhöhungsbetrieb kann mit einem hohen Maß an Steuerfreiheit erzielt werden, wobei die Differenz zwischen dem Druck des Hauptbremszylinders und dem Druck des Radbremszylinders dadurch geändert wird, daß die Strömungseinschränkungseinrichtung wirkungsvoll verwendet wird, die das Zweizegeventil umgeht.

(14) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (13), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, die ein Drücksteuerventil aufweist, das in dem Fluidkanal vorgesehen ist und folgendes aufweist: (a) ein Ventilbauteil und einen Ventilsitz, die voneinander getrennt angeordnet sind, so daß ein Arbeitsfluid von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder strömen kann, wenn eine Druckdifferenz, die die Differenz aus dem Druck in dem Radbremszylinder und dem Druck in dem Hauptbremszylinder ist, größer ist als ein bestimmter Grenzwert, wobei das Ventilbauteil und der Ventilsitz miteinander fluiddicht in Verbindung stehen, so daß die Strömung des Arbeitsfluids unterbunden ist, wenn die Differenz nicht größer ist als der bestimmte Grenzwert, und (b) eine Druckdifferenzsteuereinrichtung zum Erzeugen einer Magnetkraft, um das Ventilbauteil und den Ventilsitz

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

zueinander vorzuspannen und um die Magnetkraft kontinuierlich zu steuern, so daß sich die Druckdifferenz kontinuierlich ändert, die dann erhalten wird, wenn das Ventilbauteil und der Ventilsitz zwischen sich einen fluiddichten Kontakt eingehen, und  
 worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen der Drucksteuereinrichtung und dem Radbremszylinder verbunden ist.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (14) kann die Druckdifferenz des Hauptbremszylinders und des Radbremszylinders kontinuierlich geändert werden, so daß der Druck des Radbremszylinders mit einer verbesserten Genauigkeit erhöht werden kann.

Zudem kann der Druck des Radbremszylinders anschließend an den Hauptbremszylinderdruck durch ein mechanisches Betätigen der Drucksteuereinrichtung geändert werden. Demgemäß ermöglicht die vorliegende Anordnung, bei der sich der Radbremszylinderdruck durch die mechanische Betätigung an den Hauptbremszylinderdruck anschließt, daß eine Komplexität der elektrischen Steuerung der Druckdifferenzsteuereinrichtung verringert wird, wobei die Genauigkeit der Steuerung des Radbremszylinderdruckes durch die Druckerhöhungseinrichtung weiter verbessert werden kann.

(15) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (14), worin das Drucksteuerventil zudem eine Deaktivierungseinrichtung aufweist, um zu verhindern, daß das Ventilbauteil und der Ventilsitz miteinander fluiddicht in Verbindung gelangen, so daß dadurch die Drucksteuereinrichtung dann außer Betrieb gesetzt wird, wenn es nicht erforderlich ist, daß die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe betätigt wird, um den Druckerhöhungsbetrieb durchzuführen.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (15) setzt die Deaktivierungseinrichtung das Drucksteuerventil mechanisch außer Betrieb, wenn der Druckerhöhungsbetrieb nicht notwendig ist, so daß das Drucksteuerventil einen Betrieb des Bremssystems nicht beeinträchtigt, wenn der Druckerhöhungsbetrieb der Druckerhöhungseinrichtung nicht notwendig ist.

(16) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (15), worin die Druckdifferenzsteuereinrichtung eine Magnetspule aufweist und worin die Deaktivierungseinrichtung ein elastisches Bauteil aufweist, um das Ventilbauteil und den Ventilsitz entgegengesetzt vorzuspannen.

(17) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (16), worin die Druckerhöhungseinrichtung folgendes aufweist: (a) eine elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung, um den Druck in dem Radbremszylinder zu steuern, und (b) eine Pseudodruckhalteeinrichtung, die dann betätigt wird, wenn es erforderlich ist, daß der Druck in dem Radbremszylinder auf einem gegenwärtig festgelegten Niveau gehalten werden soll, um die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung elektrisch derartig zu steuern, daß der Druck in dem Radbremszylinder gehalten wird, ohne daß ein Druckhalteventil, das den Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder trennt, und die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung verwendet werden.

Das Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (17) erfordert notwendigerweise kein ausschließliches Druckhalteventil zum Halten des Druckes in dem Radbremszylinder, da die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung zum Steuern des Druckes in dem Radbremszylinder durch die Pseudodruckhalteeinrichtung so gesteuert werden kann, daß der Radbremszylinderdruck gehalten wird. Demgemäß kann der Aufbau des Bremssystems vereinfacht werden und es ist mit dementsprechend verringerten Kosten erhältlich.

Das Bremssystem kann das Merkmal des obigen Aspektes (17) aufweisen, ohne daß sie das Merkmal gemäß dem obigen Aspekt (1), nämlich daß der Druckerhöhungsbetrieb dann gestartet wird, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers angestiegen ist, aufweist. Zudem kann das Merkmal des obigen Aspektes (17) nicht nur dafür wirksam sein, daß der Radbremszylinderdruck derartig ansteigt, daß er höher ist als der Hauptbremszylinderdruck, um dadurch die Verringerung der Verstärkungswirkung des Unterdruck-Bremskraftverstärkers zu kompensieren, sondern auch zu jedem anderen beliebigen Zweck beim Steuern des Radbremszylinderdruckes. Dieses Merkmal kann z. B. beim Steuern des Radbremszylinderdruckes bei einem Aniblockiersteuerbetrieb wirksam sein, so daß ein übermäßiges Blockieren des Fahrzeuges verhindert wird.

(18) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (17), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, die ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, welche als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das des Druckes in dem Hauptbremszylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, und worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung wenigstens entweder das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe steuert, um den Druck in dem Radbremszylinder zu halten.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (18) kann der Druck in dem Radbremszylinder auf einem bestimmten Niveau gehalten werden, wobei wenigstens das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe verwendet werden, die zum Erhöhen des Radbremszylinderdruckes vorgesehen sind. Demgemäß ist bei dem vorliegenden Bremssystem kein ausschließliches Bremshalteventil erforderlich, wobei es möglich ist, daß der Aufbau des Bremssystems vereinfacht und die Herstellungskosten verringert werden.

(19) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (18), worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei das Fluidströmungssteuerventil derartig gesteuert wird, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, und wobei die Pumpe in einem nicht betätigten Zustand gehalten wird.

(20) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (18), worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei die Pumpe in einem betätigten Zustand gehalten wird und das Fluidströmungssteuerventil derartig gesteuert wird, daß das von der Pumpe geförderte Arbeitsfluid durch das Fluidströmungssteuerventil in den Hauptbremszylinder strömt.

(21) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (17) bis (20), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder,

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, wobei das Bremssystem zudem folgendes aufweist:

einen Behälter, der mit dem Radbremszylinder verbunden ist;

ein Druckverringerungsventil, das zwischen dem Behälter und dem Radbremszylinder angeordnet ist und eine geschlossene Stellung, in der eine Strömung des Arbeitsfluids von dem Radbremszylinder zu dem Behälter unterbunden ist, und eine offene Stellung, in der das Arbeitsfluid strömen kann, aufweist, und

worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Druckverringerungsventil, das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei wenigstens das Druckverringerungsventil, das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe elektrisch gesteuert wird.

(22) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (21), worin die Pseudodruckhalteeinrichtung eine Einrichtung zum derartigen Steuern des Fluidströmungssteuerventils, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, zum Halten der Pumpe in einem betätigten Zustand und zum Öffnen des Druckverringerungsventiles aufweist.

(23) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (17) bis (22), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, wobei das Bremssystem zudem folgendes aufweist:

ein Zuflußsteuerventil, das mit einer Ansaugseite der Pumpe verbunden ist und eine geschlossene Stellung, in der eine Strömung des Arbeitsfluids zu der Ansaugseite der Pumpe unterbunden ist, und eine offene Stellung, in der das Arbeitsfluid zu der Ansaugseite strömen kann, aufweist, so daß die Pumpe dadurch das Arbeitsfluid fördern kann, und worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Zuflußsteuerventil, das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei wenigstens das Zuflußsteuerventil, das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe elektrisch gesteuert wird.

(24) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (23), worin die Pseudodruckhalteeinrichtung eine Einrichtung derartigen zum Steuern des Fluidströmungssteuerventils, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, zum Halten der Pumpe in einem betätigten Zustand und zum Schließen des Steuerventiles aufweist.

(25) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (17) bis (24) das zudem eine Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung aufweist, um den Druck in dem Radbremszylinder derartig zu steuern, daß ein übermäßiges Blockieren des Rades während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteiles verhindert wird, und worin die Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung der Pseudodruckhalteeinrichtung den Befehl erteilt, daß sie den Druck in dem Radbremszylinder während eines Betriebes der Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung hält.

(26) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1)

bis (25), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung des Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung zu dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, und worin eine Vielzahl von Radbremszylindern durch den Fluidkanal mit einer Druckkammer des Hauptbremszylinders verbunden ist und worin für jeden Radbremszylinder das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe vorgesehen sind, so daß das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe für einen Radbremszylinder aus der Vielzahl der Radbremszylinder unabhängig vom Fluidströmungssteuerventil und der Pumpe für einen anderen Radbremszylinder aus der Vielzahl der Radbremszylinder gesteuert werden können.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (2) werden die Betriebsweisen zum Erhöhen der Drücke in den Radbremszylindern, die mit der gleichen Druckkammer des Hauptbremszylinders verbunden sind, durch das entsprechende Paar aus dem Fluidströmungssteuerventil und der Pumpe unabhängig voneinander gesteuert, so daß der Druck in jedem dieser Radbremszylinder nicht durch den Druck in dem anderen Radbremszylinder oder den anderen Radbremszylindern beeinflusst wird, anders als es bei den Radbremszylinderdrücken dann der Fall ist, wo diese Radbremszylinderdrücke alle durch nur ein Paar aus einem Fluidströmungssteuerventil und einer Pumpe gesteuert werden. Demgemäß wird die Genauigkeit der Steuerung zum Erhöhen des Druckes in jedem Radbremszylinder verbessert.

Das Bremssystem kann das Merkmal des obigen Aspektes (26) aufweisen, ohne daß es das Merkmal gemäß dem obigen Aspektes (1), nämlich daß der Druckerhöhungsbetrieb gestartet wird, wenn die eine betätigende Kraft auf den Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers angestiegen ist, aufweist. Zudem kann das Merkmal des vorliegenden Aspektes (26) nicht nur dafür wirksam sein, daß der Radbremszylinderdruck derartig erhöht wird, daß er höher ist als der Hauptbremszylinderdruck, um dadurch eine Verringerung der Verstärkungswirkung des Unterdruck-Bremskraftverstärkers zu kompensieren, sondern auch für jeden anderen beliebigen Zweck beim Steuern des Radbremszylinderdruckes.

(27) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (1) bis (26), worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung des Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, und worin das Kraftfahrzeug ein Vorderrad und ein Hinterrad aufweist und worin ein Vorderradbremsszylinder und ein Hinterradbremsszylinder vorgesehen sind, um das Vorderrad bzw. das Hinterrad zu bremsen, wobei der Vorderradbremss-

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

zylinder ein größeres Volumen aufweist als der Hinterradbremsszylinder, worin für jeden Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe vorgesehen sind, so daß das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe für jeden Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder unabhängig von dem Fluidströmungssteuerventil und der Pumpe für den anderen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder gesteuert werden können, wobei die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe eine Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten aufweist, um einen Druckanstiegsgradienten in jedem Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder derartig zu steuern, daß die Druckanstiegsgradienten in den Vorderrad- und Hinterradzyklindern ungeachtet einer Differenz zwischen den Volumina der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder gleich sind.

Bei dem Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (27) sind für jeden Vorderrad- und Hinterradzyklinder das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe vorgesehen, so daß die zwei Paare von Fluidströmungssteuerventilen und Pumpen für die jeweiligen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder unabhängig voneinander gesteuert werden können. Zudem werden die Druckanstiegsgradienten in den Vorderrad- und Hinterradbremsszylindern durch die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten derartig gesteuert, daß diese Gradienten unabhängig von einer Volumendifferenz der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder gleich sind.

Das Bremssystem kann das Merkmal des obigen Aspektes (27) aufweisen, ohne daß es das Merkmal gemäß dem obigen Aspekt (1), nämlich daß der Übergangspunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers ungeachtet einer Änderung des Druckes in der Unterdruckkammer unverändert gehalten wird, aufweist. Zudem kann das Merkmal des vorliegenden Aspektes (27) nicht nur wirksam sein, um den Radbremsszylinderdruck derartig zu erhöhen, daß er höher ist als der Hauptbremsszylinderdruck, nachdem das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers verringert worden ist, sondern auch für alle anderen beliebige Zwecke beim Steuern des Radbremsszylinderdruckes.

(28) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (27), worin eine Vielzahl von magnetisch betätigten Strömungssteuerventilen mit den Ansaugseiten der Pumpen für die Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder unabhängig voneinander verbunden sind und worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Vielzahl der magnetisch betätigten Strömungssteuerventile elektrisch derartig steuert, daß eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids in die Pumpe für den Vorderradbremsszylinder höher ist als eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids in die Pumpe für den Hinterradbremsszylinder.

(29) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (27), worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Pumpen für die jeweiligen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder elektrisch derartig steuert, daß eine Fördermenge der Pumpe des Vorderradbremsszylinders größer ist als eine Fördermenge der Pumpe des Hinterradbremsszylinders.

(30) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (27), worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Fluidströmungssteuerventile der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder elektrisch derartig gesteuert, daß eine Strömungsmenge des Arbeitsfluids von der Pumpe des Vorderradbremsszylinders in den Hauptbremsszylinder durch das Fluidströmungssteuerventil des Vorderradbremsszylinders geringer ist als eine Strömungsmenge des Arbeitsfluids von der Pumpe des Hinterradbremsszylinders in den Hauptbremsszylinder durch das Fluidströmungssteuerventil des Hinterradbremsszylinders.

(31) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (27), worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Pumpen für die Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder aufweist, wobei die Pumpe für den Vorderradbremsszylinder eine größere Fördermenge aufweist als die Pumpe für den Hinterradbremsszylinder, wenn die Pumpen mit der gleichen Geschwindigkeit in Betrieb gehalten werden.

Gemäß der vorliegenden Erfindung sind auch die folgenden Bremssysteme vorgesehen:

(32) Bremssystem zum Bremsen eines Rades eines Kraftfahrzeugs, mit:

einem Bremsbetätigungsbauteil;

einem Hauptbremsszylinder, der als eine erste Hydraulikdruckquelle arbeitet, um auf der Grundlage einer Eingangskraft einen hydraulischen Druck zu erzeugen;

einer Bremse, die einen Radbremsszylinder aufweist, der durch einen Fluidkanal mit dem Hauptbremsszylinder verbunden ist und der durch einen hydraulischen Druck betätigt wird, der an ihn durch den Fluidkanal angelegt wird, um das Rad zu bremsen; und

einer Druckerhöhungseinrichtung, die eine zweite Hydraulikdruckquelle aufweist, welche mit dem Fluidkanal verbunden ist, wobei die Druckerhöhungseinrichtung einen hydraulischen Druck in dem Radbremsszylinder erhöht, wobei die zweite Hydraulikdruckquelle verwendet wird, damit der erhöhte hydraulische Druck in dem Radbremsszylinder höher ist als der durch den Hauptbremsszylinder erzeugte Druck, und

worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil und eine Pumpe aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremsszylinder verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremsszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremsszylinder, während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremsszylinder zu dem Hauptbremsszylinder unterbindet, wobei die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem folgendes aufweist: (a) eine Einrichtung zum Bestimmen eines Sollrunderhöhungsbetrages, um auf der Grundlage einer durch einen Bediener des Kraftfahrzeugs gewünschten Bremswirkung einen Sollrunderhöhungsbetrag zu bestimmen, durch den der Druck in dem Radbremsszylinder so gesteuert wird, daß er höher ist als der Druck in dem Hauptbremsszylinder, und (b) eine Betriebssteuereinrichtung, um ein Betriebsverhältnis der Pumpe auf der Grundlage eines Änderungsgradienten der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung zu steuern.

(33) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (32), worin die von dem Bediener gewünschte Bremswirkung des Kraftfahrzeugs durch eine Größe dargestellt ist, die sich auf den Druck in dem Hauptbremsszylinder während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils bezieht.

Die Größe, die sich auf den Druck in dem Hauptbremsszylinder bezieht, kann der Hauptbremsszylinderdruck an sich oder jede andere physikalische Größe, wie z. B. eine Betätigungskraft oder ein Hub des Bremsbetätigungsbauteils, sein, die sich mit dem Hauptbremsszylinderdruck und mit einem Bremswert des Kraftfahrzeugs ändert.

(34) Bremssystem gemäß dem obigen Aspekt (32) oder (33), worin der Änderungsgradient von der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung durch einen Änderungsgradienten von einer Größe dargestellt ist, die sich auf den Druck in dem Hauptbremsszylinder während eines Betriebes

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

des Bremsbetätigungsbauteils bezieht.

(35) Bremssystem gemäß einem der obigen Aspekte (32) bis (34), worin die Einrichtung zum Steuern eines Betriebsverhältnisses eine Einrichtung aufweist, um das Betriebsverhältnis der Pumpe zu bestimmen, so daß eine Fördermenge der Pumpe mit einem Anstieg des Änderungsgradienten der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung ansteigt.

#### Kurze Beschreibung der Zeichnungen

Die obige Aufgabe und mögliche Aufgaben, Merkmale, Vorteile und die technische und industrielle Bedeutung dieser Erfindung sind besser zu verstehen, indem die folgende detaillierte Beschreibung der gegenwärtig bevorzugten Ausführungsformen der Erfindung gelesen wird, wenn sie in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen betrachtet wird.

Es zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems zeigt, das gemäß einer Ausführungsform der Erfindung aufgebaut worden ist;

**Fig. 2** eine vergrößerte Schnittansicht von der Seite eines Unterdruck-Bremskraftverstärkers in dem Bremssystem der **Fig. 1**;

**Fig. 3** eine graphische Darstellung, die eine Eingangs-Ausgangs-Charakteristik des Unterdruck-Bremskraftverstärkers zeigt;

**Fig. 4** eine graphische Darstellung, die ein Verhältnis zwischen einer Bremsbetätigungskraft  $f$  und einem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  in dem Bremssystem der **Fig. 1** zeigt;

**Fig. 5(a)** und **5(b)** vergrößerte Schnittansichten von der Vorderseite zur Erklärung des Aufbaus und des Betriebs eines Drucksteuerventils in dem Bremssystem der **Fig. 1**;

**Fig. 6** eine graphische Darstellung, die ein Verhältnis zwischen einem Magnetspulenstrom  $I$  des Drucksteuerventils und einer von dem Ventil erzeugten Magnetkraft  $F_1$  darstellt;

**Fig. 7** ein Blockdiagramm, das eine Software-Anordnung des Bremssystems der **Fig. 1** zeigt;

**Fig. 8** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik zeigt, die gemäß einem Programm ausgeführt wird, das in einem ROM einer in **Fig. 7** gezeigten elektronischen Steuereinheit gespeichert ist;

**Fig. 9(a)**, **9(b)** und **9(c)** graphische Darstellungen zur Erklärung der Routine einer Bremswirkungscharakteristik der **Fig. 8** zu erklären;

**Fig. 10** eine andere graphische Darstellung zur Erklärung der Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik;

**Fig. 11** eine weitere graphische Darstellung zur Erklärung der Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik;

**Fig. 12** eine graphische Darstellung zur Erklärung einer Modifizierung des Bremssystems der **Fig. 1**;

**Fig. 13** eine graphische Darstellung zur Erklärung einer anderen Modifikation des Bremssystems der **Fig. 1**;

**Fig. 14** eine graphische Darstellung zur Erklärung einer weiteren Modifikation des Bremssystems der **Fig. 1**;

**Fig. 15** eine graphische Darstellung zur Erklärung von noch einer weiteren Modifikation des Bremssystems der **Fig. 1**;

**Fig. 16** eine graphische Darstellung zur Erklärung von noch einer weiteren Modifikation des Bremssystems der **Fig. 1**;

**Fig. 17** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer zweiten Aus-

führungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 18** eine Tabelle, die Betriebsstellungen eines Drucksteuerventils, eines Druckhalteventils, eines Druckverringerventils, eines Zuflußsteuerventils und eines Pumpenmotors in verschiedenen Steuerbetriebsarten des Bremssystems der **Fig. 17** zeigt;

**Fig. 19** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer dritten Ausführungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 20** eine Tabelle, die Betriebsstellungen eines Drucksteuerventils, eines Druckverringerventils, eines Zuflußsteuerventils und eines Pumpenmotors in verschiedenen Steuerbetriebsarten des Bremssystems der **Fig. 19** zeigt;

**Fig. 21** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik in dem Bremssystem der **Fig. 19** zeigt;

**Fig. 22** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern eines Antiblockierbremsdruckes in dem Bremssystem der **Fig. 19** zeigt;

**Fig. 23** eine Tabelle, die Betriebsstellungen eines Drucksteuerventils, eines Druckverringerventils, eines Zuflußsteuerventils und eines Pumpenmotors in verschiedenen Steuerbetriebsarten eines Bremssystems gemäß einer vierten Ausführungsform der Erfindung zeigt;

**Fig. 24** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer fünften Ausführungsform der Erfindung zeigt;

**Fig. 25** ein Blockdiagramm, das eine Software-Anordnung des Bremssystems der **Fig. 24** zeigt;

**Fig. 26** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik in dem Bremssystem der **Fig. 24** zeigt;

**Fig. 27** eine Tabelle, die Betriebsstellungen eines Zweigeventils, eines Druckverringerventils, eines Zuflußsteuerventils und eines Pumpenmotors in verschiedenen Betriebsstellungen des Bremssystems der **Fig. 24** zeigt;

**Fig. 28** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern eines Antiblockierbremsdruckes in dem Bremssystem der **Fig. 24** zeigt;

**Fig. 29** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer sechsten Ausführungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 30** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer siebten Ausführungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 31** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik in dem Bremssystem der **Fig. 30** zeigt;

**Fig. 32** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

**Fig. 33** eine schematische Ansicht einer Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer neunten Ausführungsform dieser Erfindung;

**Fig. 34** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung des Bremssystems gemäß einer zehnten Ausführungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 35** eine schematische Ansicht, die eine Hardware-Anordnung eines Bremssystems gemäß einer elften Ausführungsform dieser Erfindung zeigt;

**Fig. 36** ein Blockdiagramm, das eine Software-Anordnung des Bremssystems der **Fig. 35** zeigt;

**Fig. 37** ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik in dem Bremssystem der **Fig. 35** zeigt;

**Fig. 38** eine graphische Darstellung zur Erklärung eines Verhältnisses zwischen einer Solldruckdifferenz  $\Delta P$  und einer Sollpumpenfördermenge  $Q$  in der Routine zum Steuern

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

einer Bremswirkungscharakteristik der Fig. 37; und

Fig. 39 ein Flußdiagramm, das eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik in einem Bremssystem gemäß einer zwölften Ausführungsform der Erfindung zeigt.

#### Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

Es wird als erstes auf Fig. 1 Bezug genommen. Es ist ein Bremssystem für ein Kraftfahrzeug gezeigt, das gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung aufgebaut ist. Das Bremssystem ist mit einem Bremsbetätigungsbauteil in der Form eines Bremspedales 10 versehen, das durch einen Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 mit einem Hauptbremszylinder 14 in Wirkverbindung steht. Der Hauptbremszylinder 14, der als eine erste Hydraulikdruckquelle arbeitet, ist vom Typ Tandem-Hauptbremszylinder, der zwei Druckkolben aufweist, die in einem Gehäuse in Reihe gleitfähig angeordnet sind. Die zwei Druckkolben arbeiten mit dem Gehäuse derartig zusammen, daß sie vor den jeweiligen Kolben zwei gegenseitig unabhängige Druckkammern bilden. Der Hauptbremszylinder 14 ist ein Mechanismus, um ein Fluid in den zwei Druckkammern mit Druck, damit die gleichen Niveaus des hydraulischen Drucks erzeugt werden, der einer eine Bremsbetätigungskraft entspricht, die auf das Bremspedal 10 wirkt.

Es wird auf Fig. 2 Bezug genommen, in der ein vergrößerter Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 gezeigt ist. Der Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 weist ein hohles Gehäuse 25 und einen Arbeitskolben (26) auf, der mit einer Membran versehen ist, die in dem Gehäuse 25 so angeordnet ist, daß sie den Innenraum des Gehäuses 25 auf der Seite des Hauptbremszylinders 14 in eine Unterdruckkammer 27 und auf der Seite des Bremspedales 10 in eine Kammer 28 mit veränderlichem Druck teilt. Die Unterdruckkammer 27 wird mit einer Unterdruckquelle in der Form eines Ansaugrohrs eines Motors des Fahrzeugs in Verbindung gehalten. Die Kammer 28 mit veränderlichem Druck wird durch einen Ventilmechanismus, der noch beschrieben wird, wahlweise mit der Unterdruckkammer 27 und der Atmosphäre verbunden.

Der Arbeitskolben 26 ist mit einem Ventilkolben 30, der auf der Seite des Bremspedals 10 angeordnet ist, und einer Bremskraftverstärkerkolbenstange 32, die auf der Seite des Hauptbremszylinders 14 angeordnet ist, verbunden. Eine Ventilbetätigungsstange 34 ist an einem ihrer Endabschnitte mit dem Ventilkolben 30 koaxial derartig verbunden, daß die Ventilbetätigungsstange 34 mit dem Ventilkolben 30 bewegt werden kann, und sie ist an ihrem anderen Endabschnitt mit dem Bremspedal 10 koaxial derartig verbunden, so daß das Bremspedal 10 durch die Ventilbetätigungsstange 34 mit dem Ventilkolben 30 verbunden ist. Daraus geht hervor, daß der Ventilkolben 30 und die Betätigungsstange 34, die gegenseitig miteinander verbunden sind, so zusammenarbeiten, daß sie als eine Eingangsstange des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 arbeiten. Die Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 ist mit einem der zwei Druckkolben des Hauptbremszylinders 14 verbunden, der auf der Seite des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 angeordnet ist. Die Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 arbeitet so, daß sie eine Ausgabe des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 zu dem Hauptbremszylinder 14 überträgt. Es geht daher daraus hervor, daß die Bremskraftverstärkerkolbenstange 34 als Ausgangsstange des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 arbeitet.

Der Arbeitskolben 26 weist eine aus einem Gummimaterial hergestellte Reaktionsscheibe 36 auf, so daß der Ar-

beitskolben 26 und der Ventilkolben 30 die Reaktionsscheibe 36 in einer der entgegengesetzten axialen Richtungen des Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 berühren, während die Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 die Reaktionsscheibe 36 in der anderen axialen Richtung berührt. Bei dieser Anordnung dient die Reaktionsscheibe 36 dazu, eine Betätigungskraft des Arbeitskolbens 26 zu der Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 zu übertragen und eine Reaktionskraft der Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 zu dem Ventilkolben 30 zu übertragen.

Bei der vorliegenden Ausführungsform weist der Ventilkolben 30 einen Vorsprung 38 auf, der an seiner der Reaktionsscheibe 36 zugewandten Endseite ausgeformt ist. Der Vorsprung 38 hat einen geringeren Durchmesser als der andere Abschnitt des Ventilkolbens 30. Wenn der Ventilkolben 30 zu der Reaktionsscheibe 36 bewegt wird, wird berührt am Anfang nur der Vorsprung 38 die Reaktionsscheibe 36 und anschließend berührt der Ventilkolben 30 die Reaktionsscheibe 36 über dem gesamten Bereich der Endfläche des Ventilkolbens 30. Bei dieser Anordnung ist die Reaktionskraft, die der Ventilkolben 30 von der Drehkraftverstärkerkolbenstange 32 empfängt, geringer, wenn die Bremsbetätigungskraft, die auf das Bremspedal 10 wirkt, relativ gering ist, als wenn die Bremsbetätigungskraft relativ groß ist. Dies bedeutet, daß das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 dann relativ hoch ist, wenn die Bremsbetätigungskraft relativ gering ist, während das Verstärkungsverhältnis dann relativ gering ist, wenn die Bremsbetätigungskraft relativ groß ist.

Daraus geht hervor, daß der Endabschnitt des Ventilkolbens 30, an dem der Ventilkolben 30 die Reaktionsscheibe 36 berührt, aus zwei Abschnitten besteht, von welchen einer der Vorsprung 38 mit einem relativ geringen Querschnittsbereich ist und der andere einen Querschnittsbereich hat, der größer als der des Vorsprungs 38 ist.

Wie es oben erwähnt worden ist, ist ein Ventilmechanismus 42 vorgesehen, der mit der Unterdruckkammer 27, der Kammer 28 mit veränderlichem Druck und der Umgebungsatmosphäre in Wirkverbindung steht. Der Ventilmechanismus 42 wird gemäß einer relativen axialen Position der Ventilbetätigungsstange 34 und des Arbeitskolbens 26 betätigt und weist ein Steuerventil 44, ein Luftventil 46, ein Unterdruckventil 48 und eine Steuerventilfeder 50 auf. Das Luftventil 40 steht mit dem Steuerventil 44 derartig in Wirkverbindung, daß die Kammer 28 mit veränderlichem Druck mit der Umgebungsatmosphäre wahlweise verbunden und von dieser getrennt wird. Das Luftventil 46 ist derartig angeordnet, daß es in dem Ventilkolben 30 bewegt werden kann. Das Steuerventil 44 ist an der Ventilbetätigungsstange 34 derartig angebracht, daß es unter einer Vorspannkraft der Steuerventilfeder 50, die an der Ventilbetätigungsstange 34 befestigt ist, derartig vorgespannt ist, daß es auf dem Luftventil 46 aufsitzt. Das Unterdruckventil 48 steht mit dem Steuerventil 44 derartig in Wirkverbindung, daß die Kammer 28 mit veränderlichem Druck wahlweise mit der Unterdruckkammer 27 verbunden und von dieser getrennt wird. Das Unterdruckventil 48 ist derartig angeordnet, daß es in dem Arbeitskolben 26 bewegt werden kann.

In einem nicht betätigten Zustand des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12, der so aufgebaut ist, wie es oben beschrieben worden ist, sitzt das Steuerventil 44 auf dem Luftventil 46 auf und ist zur gleichen Zeit von dem Unterdruckventil 48 beabstandet angeordnet, so daß die Kammer 28 mit veränderlichem Druck von der Atmosphäre getrennt und mit der Unterdruckkammer 27 verbunden ist oder in Verbindung steht. In diesem nicht betätigten Zustand ist der Druck in der Kammer 28 mit veränderlichem Druck gleich dem Druck in der Unterdruckkammer 27, d. h., er ist ein Unterdruck oder

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

ein subatmosphärischer Druck (der geringer ist als der atmosphärische Druck). In einem betätigten Zustand des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 wird die Ventilbetätigungsstange 34 zu dem Arbeitskolben 26 bewegt und das Steuer-  
 ventil 44 sitzt schließlich auf dem Unterdruckventil 48 auf, so daß die Kammer 28 mit veränderlichem Druck von der Unterdruckkammer 27 getrennt wird. Wenn die Ventilbetätigungsstange 34 weiter zu dem Arbeitskolben 26 bewegt wird, wird das Luftventil 46 von dem Steuerventil 44 getrennt, so daß die Kammer 28 mit veränderlichem Druck mit der Atmosphäre in Verbindung gebracht wird. In diesem betätigten Zustand steigt der Druck in der Kammer 28 mit veränderlichem Druck auf den atmosphärischen Druck an, was eine Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer 27 und der Kammer 28 mit veränderlichem Druck bewirkt, so daß der Arbeitskolben 26 zu der Unterdruckkammer 27 bewegt wird, wobei die Bremsbetätigungskraft, die auf das Bremspedal 10 wirkt, durch den Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 verstärkt wird und die verstärkte Kraft zu dem Hauptbremszylinder 14 übertragen wird.

Die Druckdifferenz zwischen der Unterdruckkammer 27 und der Kammer 28 mit veränderlichem Druck erhöht sich nicht, nachdem der Druck in der Kammer 28 mit veränderlichem Druck auf den atmosphärischen Druck erhöht worden ist, sogar wenn das Bremspedal 10 mit einer stärkeren Kraft niedergedrückt wird. Somit weist der Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 einen Verstärkungsgrenzpunkt auf, bei dem der Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 nicht mehr in Betrieb ist, um seine Verstärkungswirkung durchzuführen.

Die graphische Darstellung der Fig. 3 zeigt eine Eingangs-Ausgangs-Charakteristik des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12. Bei dieser graphischen Darstellung ist die Bremsbetätigungskraft  $f$ , die auf das Bremspedal 10 wirkt (die Eingangskraft) entlang der X-Achse aufgetragen, während die Ausgangskraft  $f_B$  der Bremskraftverstärkerkolbenstange 32 entlang der Y-Achse aufgetragen ist. Ein Verhältnis zwischen der Bremsbetätigungskraft  $f$  und der Ausgangskraft  $f_B$  ist in der graphischen Darstellung durch eine gekrümmte Linie dargestellt. Die gekrümmte Linie weist zwei Krümmungspunkte PL, PC auf (Schnittpunkte der angrenzenden geraden Segmente der gekrümmten Linie), so daß sich der Anstiegsgradient der Ausgangskraft  $f_B$  mit einem Ansteigen der Bremsbetätigungskraft  $f$  schrittweise verringert. Insbesondere ist beschrieben, daß der Krümmungspunkt PL, an dem die Ausgangskraft  $f_B$  größer ist als an dem anderen Krümmungspunkt PC, als ein Verstärkungsgrenzpunkt bezeichnet wird, bei dem der Druck in der Kammer 28 mit veränderlichem Druck auf den atmosphärischen Druck erhöht worden ist, d. h., bei dem der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 erreicht ist. Der Krümmungspunkt PC wird als Übergangspunkt bzw. Umschwingungspunkt bezeichnet, bei dem sich das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 von einem relativ hohen Wert in einen relativ niedrigen Wert aufgrund dessen ändert, daß von dem Kontakt zwischen dem Ventilkolben 30 und der Reaktionsscheibe 36, d. h. von dem teilweisen Kontakt des Ventilkolbens 30 an seinem Vorsprung 38 zu dem vollständigen Kontakt über dem gesamten Bereich der geeigneten Endfläche des Ventilkolbens 30, übergegangen wird.

Der Verstärkungsgrenzpunkt PL hängt von der Differenz zwischen dem Druck in der Unterdruckkammer 27, d. h. von dem Unterdruck in dem Ansaugrohr des Fahrzeugmotors, und dem atmosphärischen Druck ab. Weil sich der Unterdruck in dem Ansaugrohr ändert, ändert sich der Verstärkungsgrenzpunkt PL mit dem Unterdruck in dem Ansaugrohr. Der Übergangspunkt PC des Verstärkungsverhältnisses ändert sich jedoch mit dem Ansaugrohrdruck nicht.

Wie es oben beschrieben worden ist, ist der Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 dafür ausgelegt, daß sich sein Verstärkungsverhältnis in Abhängigkeit von der Bremsbetätigungskraft  $f$  ändert (verringert). Insbesondere ist beschrieben worden, daß das Verstärkungsverhältnis relativ hoch ist, während die Bremsbetätigungskraft  $f$  geringer ist als ein Wert, der dem Übergangspunkt PC entspricht, und daß es relativ niedrig ist, während die Bremsbetätigungskraft  $f$  zwischen den Werten liegt, die dem Übergangspunkt PC und dem Verstärkungsgrenzpunkt PL entsprechen. Die Bremsbetätigungskraft  $f$  wird durch den Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 nicht verstärkt, nachdem der Verstärkungsgrenzpunkt PL erreicht worden ist.

Die graphische Darstellung der Fig. 4 zeigt ein Verhältnis zwischen der Bremsbetätigungskraft  $f$ , die entlang der X-Achse aufgetragen worden ist, und dem Druck  $P_M$  in dem Hauptbremszylinder 14, der entlang der Y-Achse aufgetragen worden ist. Dieses Verhältnis stellt eine Eingangs-Ausgangs-Charakteristik einer Verstärkungseinrichtung dar, die aus dem Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 und dem Hauptbremszylinder 14 besteht. Die Bremsbetätigungskraft  $f$ , die geringer ist als der Wert, der dem Übergangspunkt PC entspricht, wird durch diese Verstärkungseinrichtung mit dem höchsten Verstärkungsverhältnis RSB1 verstärkt. Während die Bremsbetätigungskraft  $f$  zwischen den Werten liegt, die dem Übergangspunkt PC und dem Verstärkungsgrenzpunkt PL entsprechen, wird die Kraft  $f$  durch die Verstärkungseinrichtung bei dem Verstärkungsverhältnis RSB2 verstärkt, das niedriger ist als das Verstärkungsverhältnis RSB1. Die Kraft  $f$ , die größer ist als der Wert, der dem Verstärkungsgrenzpunkt PL entspricht, wird bei dem niedrigsten Verstärkungsverhältnis RSB3 verstärkt.

Das vorliegende Bremssystem hat zwei Teilsysteme, d. h., eines für die linken und rechten Vorderräder FL, FR, wie es in Fig. 1 gezeigt ist, und das andere für die (nicht gezeigten) linken und rechten Hinterräder. Das Teilsystem für die Vorderräder FL, FR weist zwei Bremsen 54 auf, die jeweilige Radbremszylinder 60 zum Bremsen der jeweiligen linken und rechten Vorderräder FL, FR haben. Die Radbremszylinder 60 sind mit einer der zwei Druckkammern des Hauptbremszylinders 14 verbunden. Das andere Teilsystem für die Hinterräder weist zwei Bremsen auf, die jeweilige Radbremszylinder haben, welche mit der anderen Druckkammer verbunden sind, um die jeweiligen rechten und linken Hinterräder zu bremsen. Weil diese zwei Teilsysteme grundsätzlich einen identischen Aufbau aufweisen, wird als Beispiel nur das Teilsystem für die Vorderräder FL, FR in Bezug auf Fig. 1 beschrieben.

Der Hauptbremszylinder 14 ist durch einen Hauptfluidkanal 64 mit den Radbremszylindern 60 der linken und rechten Vorderräder FL, FR verbunden. Der Hauptfluidkanal 64 weist einen gemeinsamen Kanal 66, der sich von dem Hauptbremszylinder 14 erstreckt, und zwei Zweigkanäle 68 auf, von welchen jeder an seinem Endabschnitt mit dem gemeinsamen Kanal 66 verbunden ist. In dem gemeinsamen Kanal 66 ist ein Drucksteuerventil 70 vorgesehen. Jeder Zweigkanal 68 ist an dem anderen Endabschnitt mit dem Radbremszylinder 60 verbunden. Mit einem Abschnitt des Hauptfluidkanals 64 zwischen dem Drucksteuerventil 70 und den Radbremszylindern 60 ist ein Pumpenkanal 72 verbunden, mit dem eine Pumpe 74 verbunden ist, die als zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet.

Die Fig. 5(a) und 5(b) zeigen vergrößert das Drucksteuerventil 70. Das Drucksteuerventil 70 ist dafür ausgelegt, daß es eine Differenz zwischen dem hydraulischen Druck in dem Hauptbremszylinder 14 und dem hydraulischen Druck in den Radbremszylindern 60 elektromagnetisch steuert. Das Drucksteuerventil 70 weist ein Gehäuse und ein Ventil-

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

bauteil 80 und einen Ventilsitz 82 auf, die miteinander so in Wirkverbindung stehen, daß sie eine Fluidverbindung zwischen den Abschnitten des Hauptfluidkanals 64 an den entgegengesetzten Seiten des Ventils 70 steuern. Das Ventil 70 weist zudem eine Magnetspule 84 auf, die erregt wird, so daß eine Magnetkraft erzeugt wird, um eine relative Bewegung des Ventilbauteils 80 und des Ventilsitzes 82 zu steuern.

Während die Magnetspule 84 dieses Drucksteuerventils 70 sich in einem nicht erregten oder ausgeschalteten Zustand befindet, wie es in Fig. 5(a) gezeigt ist, wird das Ventilbauteil 80 unter einer Vorspannkraft einer Feder 86 von dem Ventilsitz 82 weggehalten, so daß das Arbeitsfluid durch den Hauptfluidkanal 64 in die entgegengesetzten Richtungen strömen kann. Wenn das Bremspedal 10 in diesem ausgeschalteten Zustand betätigt wird, ändert sich der Druck in den Radbremszylindern 60 mit dem Druck in dem Hauptbremszylinder 14 (d. h. mit dem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$ ). Während einer Betätigung des Bremspedales 10 wirkt auf das Ventilbauteil 80 eine Kraft derart, daß das Ventilbauteil 80 von dem Ventilsitz 82 wegbewegt wird, so daß das Ventilbauteil 80 sogar dann daran gehindert wird, daß es auf dem Ventilsitz 82 aufsitzt, wenn der Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  und der Druck in den Radbremszylindern 60 ansteigt, vorausgesetzt, daß die Magnetspule 84 in dem ausgeschalteten oder nicht erregten Zustand gehalten wird. Somit ist das Drucksteuerventil 70 ein normalerweise offenes, magnetisch betätigtes Ventil.

In dem erregten oder eingeschalteten Zustand der Magnetspule 84, wie er in Fig. 5(b) gezeigt ist, bewegt eine von der Spule 84 erzeugte Magnetkraft einen Anker 88 zu dem Ventilsitz 82, so daß das Ventilbauteil 80, das als bewegliches Bauteil dient, welches mit dem Anker 88 bewegt werden kann, derartig bewegt wird, daß es auf dem Ventilsitz 82 aufsitzt, der als feststehendes Bauteil dient. Zu diesem Zeitpunkt wirkt die Magnetkraft  $F_1$  auf das Ventilbauteil 80 in Richtung des Ventilsitzes 82, während eine Summe aus der Kraft  $F_2$ , die auf einer Differenz zwischen den Drücken in dem Hauptbremszylinder 14 und den Radbremszylindern 60 basiert, und aus einer Vorspannkraft  $F_3$  der Feder 86 in die zu dem Ventilsitz 82 entgegengesetzte Richtung auf das Ventilbauteil 80 wirkt. Die Kraft  $F_2$  ist gleich einem Produkt aus der oben erwähnten Druckdifferenz (des Hauptzylinders 14 und der Radbremszylinder 60) und einer wirkungsvollen Druckaufnahme- fläche des Ventilbauteils 80, die den Radbremszylinderdruck aufnimmt.

Während die Magnetspule 84 erregt ist und während die Betriebsbedingung des Bremssystems eine Gleichung  $F_2 \leq F_1 - F_3$  erfüllt, wobei der Förderdruck der Pumpe 74 relativ niedrig ist (wobei der Radbremszylinderdruck relativ niedrig ist), wird das Ventilbauteil 80 auf dem Ventilsitz 82 gehalten und das Fluid, das von der Pumpe 74 gefördert wird, kann nicht zu dem Hauptbremszylinder 14 strömen, so daß der Förderdruck der Pumpe 74 ansteigt und der Druck in den Radbremszylindern 60 auf ein Niveau ansteigt, das höher ist als das des Druckes  $P_M$  in dem Hauptbremszylinder 14.

Während die Betriebsbedingung des Bremssystems eine Gleichung  $F_2 \geq F_1 - F_3$  erfüllt, wobei der Förderdruck der Pumpe 74 erhöht wird (wobei der Radbremszylinderdruck erhöht wird), wird das Ventilbauteil 80 von dem Ventilsitz 82 wegbewegt und das von der Pumpe 74 geförderte Fluid kann zu dem Hauptbremszylinder 14 strömen, wobei dadurch eine weitere Erhöhung des Förderdruckes der Pumpe 74, d. h., eine weitere Erhöhung des Druckes der Radbremszylinder 60 verhindert wird. Somit wird der Druck in den Radbremszylindern 60 durch das Drucksteuerventil 70 derartig gesteuert, daß der Druck in den Radbremszylindern 60 um einen Wert, der der Magnetkraft  $F_1$  entspricht, die durch

die Magnetspule 84 erzeugt wird, höher ist als der Druck in dem Hauptbremszylinder 14, wenn die Vorspannkraft  $F_3$  berücksichtigt wird.

Das Drucksteuerventil 70 ist so ausgestaltet, daß sich die durch Spule 84 erzeugte Magnetkraft  $F_1$  linear mit einem Erregerstrom  $I$  ändert, der zu der Spule 84 geleitet wird, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 6 gezeigt ist.

Es ist ein Umleitungskanal 92 vorgesehen, so daß das Drucksteuerventil 70 umgangen wird, wie es in Fig. 1 gezeigt ist. In dem Umleitungskanal 92 ist ein Umleitungsventil 94, das ein Rückschlagventil ist, vorgesehen, so daß das Fluid von dem Hauptbremszylinder 14 sogar dann zu den Radbremszylindern 60 strömen kann, wenn das Drucksteuerventil 70 aufgrund einer mechanischen Blockierung oder eines Steckenbleibens des beweglichen Bauteils des Ventils 70 oder aus irgendeinem anderen Grund während eines Betriebes des Bremspedales 10 geschlossen ist.

In dem Abschnitt von jedem Zweigkanal 68 zwischen dem Radbremszylinder 60 und einem Verbindungspunkt davon mit dem Pumpenkanal 72 ist ein Druckhalteventil 100 vorgesehen, das ein normalerweise offenes, magnetisch betätigtes Absperrventil ist. Wenn die Magnetspule dieses Druckhaltebauteiles 100 erregt wird, wird das Ventil 100 geschlossen, wobei das Fluid von dem Radbremszylinder 60 nicht zu dem Hauptbremszylinder 14 und der Pumpe 74 strömen kann, so daß dadurch der Druck des Radbremszylinders 60 auf einem gegenwärtigen Niveau gehalten wird. Es ist ein Umleitungskanal 102 vorgesehen, so daß das Druckhalteventil 100 in jedem Zweigkanal 68 umgangen wird, und es ist ein Umleitungsventil 104 vorgesehen, das ein Rückschlagventil ist.

Jeder Zweigkanal 68 ist durch einen Behälterkanal 106 mit einem Behälter 108 verbunden. Dieser Behälterkanal 106 ist mit einem Abschnitt von jedem Zweigkanal 68 zwischen dem Druckhalteventil 100 und dem Radbremszylinder 60 verbunden. In dem Behälterkanal 106 ist ein Druckverringerungsventil 110, das ein normalerweise geschlossenes, magnetisch betätigtes Absperrventil ist, vorgesehen. Wenn die Magnetspule dieses Druckverringerungsventils 110 erregt wird, wird das Ventil 110 geöffnet, so daß das Fluid von dem Radzylinder 60 zu dem Behälter 108 strömen kann, wobei dadurch der Druck in dem Radbremszylinder 60 verringert wird.

Wie in Fig. 1 gezeigt ist, weist der Behälter 108 einen Behälterkolben 112 auf, der in einem Gehäuse gleitend und im wesentlichen fluiddicht aufgenommen ist, das mit dem Behälterkolben 112 so in Wirkverbindung steht, daß eine Behälterkammer 114 gebildet wird, so daß das sich unter Druck befindliche Fluid und der Behälterkolben 112 aufgenommen werden, der durch eine Vorspanneinrichtung in der Form einer Feder 116 vorgespannt gehalten wird. Die Behälterkammer 114 ist durch den Pumpenkanal 72 mit dem Hauptfluidkanal 164 verbunden.

Der Pumpenkanal 72 ist durch die Pumpe 74 in einen Ansaugkanal 120 auf der Seite des Behälters 108 und in einen Förderkanal 122 auf der Seite des Hauptfluidkanals 64 geteilt. In den Saug- und Förderkanälen 120 bzw. 122 sind ein Ansaugventil 124 und ein Förderventil 126 vorgesehen, welches Rückschlagventile sind. In dem Förderkanal 122 sind zudem eine Dämpfungskammer 128 und eine Drossel bzw. sehr kleine Öffnung oder Strömungseinschränkungseinrichtung 129 in Reihe vorgesehen, um ein Schwanken des von der Pumpe 74 geförderten Fluids zu verringern.

Mit einem Abschnitt des Ansaugkanals 120 zwischen dem Ansaugventil 124 und dem Behälter 108 ist ein Fluidzuführkanal 130 mit einem seiner Endabschnitte verbunden und er ist mit dem anderen Endabschnitt mit einem Abschnitt des Hauptfluidkanals 64 zwischen dem Hauptbrems-

zylinder 14 und dem Drucksteuerventil 70 verbunden. In dem Fluidzuführkanal 130 ist ein Zuflußsteuerventil 132 vorgesehen, das ein normalerweise geschlossenes, magnetisch betätigtes Absperrventil ist. Dieses Zuflußsteuerventil 132 wird durch eine elektronische Steuereinheit (ECU; electronic control unit) 200 gesteuert, die noch beschrieben wird, so daß das Ventil 132 dann geschlossen ist, wenn es erforderlich ist, daß die Pumpe 74 betätigt wird, um das Fluid von dem Behälter 108 hoch zu pumpen, und es nicht erwünscht ist, daß das Fluid von dem Hauptbremszylinder 14 hoch gepumpt wird, und es ist offen, wenn es erforderlich ist, daß die Pumpe 74 betätigt wird, um das Fluid von dem Hauptbremszylinder 14 hochzupumpen. In einem Abschnitt des Ansaugkanals 120 zwischen dem Behälter 108 und einem Verbindungspunkt davon mit dem Fluidzuführkanal 130 ist ein Rückschlagventil 134 vorgesehen. Das Rückschlagventil 134 dient dazu, daß eine Strömung des Fluids von dem Hauptbremszylinder 14 in den Behälter 108 unterbunden wird, während das Zuflußsteuerventil 132 offen ist. Dieses Rückschlagventil 134 stellt sicher, daß das durch den Hauptbremszylinder 14 mit Druck beaufschlagte Fluid ohne eines Fluidruckabfallens zu der Pumpe 74 gefördert wird. In dieser Hinsicht ist es anzumerken, daß der Behälterkanal 106 mit einem Abschnitt des Ansaugkanals 120 zwischen dem Rückschlagventil 134 und dem Behälter 108 verbunden ist.

Während die Hardware-Anordnung des Bremssystems der vorliegenden ersten Ausführungsform beschrieben worden ist, wird nun in Bezug auf Fig. 7, die nur das Teilsystem für die Vorderräder FL, FR zeigt, eine Software-Anordnung des Bremssystems beschrieben.

Wie es oben erwähnt worden ist, weist das vorliegende Bremssystem die elektronische Steuereinheit 200 (die in Fig. 7 als "ECU" abgekürzt ist) auf, die im Prinzip aus einem Computer besteht, der eine Zentraleinheit (CPU, central processing unit), einen Nur-Lesespeicher (ROM, read-only memory) und einen Arbeitsspeicher (RAM; random-access memory) aufweist. Die elektronische Steuereinheit 200 ist dafür ausgelegt, daß die CPU eine Routine zum Steuern einer Bremswirkungscharakteristik und eine Routine zum Steuern eines Antiblockierbremsdruckes gemäß den in dem ROM gespeicherten Steuerprogrammen ausführt, während eine Temporärdatenspeicherfunktion des RAM verwendet wird. Der Ausdruck "Steuerung einer Bremswirkungscharakteristik" wird so ausgelegt, daß er die Bedeutung hat, daß eine Bremswirkungscharakteristik des Bremssystems gesteuert wird, wie sie durch ein Verhältnis zwischen der Bremsbetätigungskraft  $f$  und einem Bremswert  $G$  des Kraftfahrzeugs dargestellt ist, so daß der Bremswert  $G$  sogar dann mit der Bremsbetätigungskraft  $f$  bei einer bestimmten Gradienten ansteigt, wenn die Verstärkungsfunktion des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 verringert ist. Wie im Stand der Technik bekannt ist, wird der Ausdruck "Steuerung eines Antiblockierbremsdruckes" so ausgelegt, daß er die Bedeutung hat, daß der Fluidruck in dem Radbremszylinder 60 von jedem Rad derartig gesteuert wird, daß eine übermäßige Blockierneigung des Rades während der Betätigung einer Bremse des Fahrzeuges verhindert wird. Bei der vorliegenden Ausführungsform wird das Arbeitsfluid durch den Betrieb der Pumpe 74 durch den Bremskreislauf hindurch im Umlauf gehalten, während das Bremssystem in einem Modus zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes betätigt wird. Das Bremssystem ist dafür ausgelegt, daß es die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik durch Verwendung der Pumpe 74 während eines Betriebes des Bremspedales 10 bewirkt. D. h., die vorliegende Ausführungsform verwendet die Pumpe 74 nicht nur zur Steuerung der Bremswirkungscharakteristik, sondern auch

zur Steuerung des Antiblockierbremsdruckes.

Mit der Eingangsseite der elektronischen Steuereinheit 200 sind ein Sensor 202 des Hauptbremszylinderdruckes und Radgeschwindigkeitssensoren 204 verbunden. Der Sensor 202 des Hauptbremszylinderdruckes ist dafür vorgesehen, daß er den Druck in dem Hauptbremszylinder 14 oder in einem anderen Abschnitt des Bremssystems erfaßt, in dem der Druck im wesentlichen gleich dem Druck des Hauptbremszylinders 14 ist. Der Sensor 202 erzeugt ein Ausgangssignal, daß den Druck des Hauptbremszylinders 14 anzeigt. Die Radgeschwindigkeitssensoren 204 sind zum Erfassen der Umdrehungsgeschwindigkeiten der jeweiligen vier Räder des Kraftfahrzeugs vorgesehen. Jeder Sensor 204 erzeugt ein Ausgangssignal, das die Umdrehungsgeschwindigkeit des entsprechenden Rades anzeigt.

Mit der Ausgangsseite der elektronischen Steuereinheit 200 ist ein Elektromotor 210 zum Antreiben der Pumpe 74 verbunden. Die Antriebsschaltung des Pumpenmotors 210 nimmt von der elektronischen Steuereinheit 200 ein Motorantriebssignal auf. Mit der Ausgangsseite der elektronischen Steuereinheit 200 sind auch die Magnetspule 84 des Drucksteuerventils 70 und die Magnetspulen 212 des Druckhalteventils 100, des Druckverringerungsventils 110 und des Zuflußsteuerventils 132 verbunden. Die Magnetspule 84 empfängt von der elektronischen Steuereinheit 200 ein Stromsteuersignal, so daß die durch die Spule 84 erzeugte Magnetkraft zu der an diese geleiteten Strommenge linear proportional ist. Die Magnetspulen 212 der Ventile 100, 110, 132 empfangen von der elektrischen Steuereinheit 200 Spulen-EIN-/AUS-Signale, so daß diese Ventile geöffnet und geschlossen werden.

Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik ist in dem Flußdiagramm der Fig. 8 gezeigt. Bevor diese Routine durch Bezugnahme auf das Flußdiagramm erklärt wird, wird als erstes das Konzept der Routine kurz beschrieben.

Die graphische Darstellung in Fig. 9(a) zeigt ein Verhältnis zwischen der Bremsbetätigungskraft  $f$  und dem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$ . Insbesondere zeigt die graphische Darstellung eine Änderung des Verstärkungsgrenzpunktes  $PL$  in Abhängigkeit von einer Änderung des Unterdrucks in der Unterdruckkammer 27, d. h. in Abhängigkeit von einer Änderung des Unterdrucks in dem Motor (seinem Ansaugrohr). Der Verstärkungsgrenzpunkt  $PL$  ist nach oben verschoben (in die Richtung der Erhöhung des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$ ), während der Unterdruck des Motors von einem Nenn-Niveau weg von dem atmosphärischen Niveau abgesenkt und nach unten verschoben wird (in die Richtung des Abfallens des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$ ), während der Unterdruck des Motors von dem Nenn-Niveau auf das atmosphärische Niveau erhöht wird. In der graphischen Darstellung der Fig. 9(a) stellt  $PL_{HI}$  einen höchsten Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 dar, wenn sich der Unterdruck des Motors auf seinem niedrigsten Niveau befindet, während  $PL_{LO}$  einen untersten Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 darstellt, wenn sich der Unterdruck des Motors auf seinem höchsten Niveau (dem dem atmosphärischen Druck am nächsten liegenden Niveau) befindet. Bei der vorliegenden Ausführungsform ist der Unterdruck-Bremskraftverstärker 12 derartig angeordnet, daß der niedrigste Verstärkungsgrenzpunkt  $PL_{LO}$  oberhalb des Übergangspunktes  $PC$  des Verstärkungsverhältnisses angeordnet ist.

Die graphische Darstellung der Fig. 9(b) zeigt ein Verhältnis zwischen dem Druck  $P_M$  in dem Hauptbremszylinder 14 und dem Druck  $P_B$  in dem Radbremszylinder 60. Insbesondere zeigt die graphische Darstellung eine Änderung eines Druckerhöhungsverhältnisses der Druckerhöhungssein-

richtung 220 (siehe Fig. 1), die aus der Pumpe 74, dem Drucksteuerventil 70 und der elektronischen Steuereinheit 200 besteht. D. h., das Bremssystem ist dafür ausgelegt, daß der Radbremszylinderdruck  $P_B$  in Bezug auf den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  bei einem relativ niedrigem Erhöhungsverhältnis RSP1 ansteigt, während die Bremsbetätigungskraft  $f$  geringer ist, als ein Wert, der einem Druckerhöhungsstartpunkt PS entspricht, welcher dem Übergangspunkt PC entspricht, und er bei einem relativ hohen Erhöhungsverhältnis RSP2 ansteigt, während die Bremsbetätigungskraft  $f$  größer ist als der Wert, der dem Druckerhöhungsstartpunkt PS entspricht.

Bei der vorliegenden Ausführungsform wird der Betrieb zum Erhöhen des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  durch die Pumpe 74 dann gestartet, wenn der Übergangspunkt PC des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 erreicht wird, d. h., wenn der Druckerhöhungsstartpunkt PS erreicht wird. Es ist anzumerken, daß das Verhältnis des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  zu der Bremsbetätigungskraft  $f$  gleich einem Produkt aus dem Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 und aus dem Druckerhöhungsverhältnis der Druckerhöhungseinrichtung 220 ist. Dieses Verhältnis oder dieses Produkt stellt die Bremswirkung des Bremssystems dar.

Die vorliegende Ausführungsform ist zudem dafür ausgelegt, daß das Produkt aus dem Verstärkungsverhältnis RSB1 und dem Druckerhöhungsverhältnis RSP1 gleich dem Produkt aus dem Verstärkungsverhältnis RSB2 und dem Druckerhöhungsverhältnis RSP2 ist. Demgemäß wird die Bremswirkung konstant gehalten, bevor und nachdem der Übergangspunkt PC des Verstärkungsverhältnisses erreicht wird, d. h., sie bleibt sogar dann unverändert, nachdem der Übergangspunkt PC erreicht wird, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 9(c) gezeigt ist. Somit wird die Bremswirkung sogar dann konstant gehalten, nachdem das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 auf den Übergangspunkt PC verringert ist. Es ist auch anzumerken, daß, weil sich der Übergangspunkt PC mit einer Änderung des Unterdruckes des Motors (des Unterdruckes der Unterdruckkammer 27) nicht ändert, sich der Augenblick, in dem der Betrieb zum Erhöhen des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  durch die Pumpe 74 gestartet wird, in Abhängigkeit von der Änderung des Unterdruckes in dem Motor nicht ändert.

Das vorliegende Bremssystem ist zudem dafür ausgelegt, daß der Radbremszylinderdruck  $P_B$ , der dem niedrigsten Verstärkungsgrenzpunkt  $PL_{LO}$  entspricht, einem Bremswert 1G des Fahrzeugkörpers entspricht. Somit überschreitet der Verstärkungsgrenzpunkt PL des Unterdruck-Bremskraftverstärkers den untersten Verstärkungsgrenzpunkt  $PL_{LO}$  unabhängig von einer Änderung des Unterdruckes des Motors solange nicht, bis das Bremssystem unter der Bedingung betätigt wird, daß eine herkömmliche Straßenoberfläche vorhanden ist. Bei dem vorliegenden Bremssystem wird der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 nicht erreicht, nachdem der Betrieb der Druckerhöhungseinrichtung 220 zum Erhöhen des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  durch die Pumpe 74 gestartet ist. Somit leidet das vorliegende Bremssystem nicht darunter, daß sich die Bremswirkung verringert, was dann eintreten würde, wenn der Verstärkungsgrenzpunkt erreicht werden würde.

Anschließend wird die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik in Bezug auf das Flußdiagramm der Fig. 8 im Detail beschrieben.

Diese Routine wird wiederholt ausgeführt, nachdem ein Zündschalter des Fahrzeugs durch den Fahrzeugbediener eingeschaltet wird. Jeder Durchlauf der Routine wird mit Schritt S1 gestartet, um das Ausgangssignal des Sensors 202

des Hauptbremszylinderdruckes einzulesen. Anschließend fährt der steuerprogrammablauf mit Schritt S2 fort, um zu bestimmen, ob der Hauptbremszylinderdruck  $P_M$ , der durch das Ausgangssignal des Sensors 202 dargestellt wird, höher ist als ein Referenzwert  $P_{MO}$ , der dem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  entspricht, bei dem die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik gestartet wird. D. h., der Referenzwert  $P_{MO}$  entspricht dem Hauptzylinderdruck  $P_M$ , bei dem der Übergangspunkt PC des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 erreicht wird. Wenn in Schritt S2 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S3 fort, um ein Signal zum Aberregen oder Ausschalten der Magnetspule 84 des Drucksteuerventils 70 zu erzeugen. Auf den Schritt S3 folgt der Schritt S4, um ein Signal zum Aberregen oder Ausschalten der Magnetspule 212 des Zuflußsteuerventils 132 zu erzeugen, und es folgt ein Schritt S5, um ein Signal zum Aberregen oder Ausschalten des Pumpenmotors 210 zu erzeugen. Somit ist ein Durchlauf der Routine der Fig. 1 beendet.

Wenn in Schritt S2 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, d. h., wenn der Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  höher ist als der Referenzwert  $P_{MO}$ , fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S6 fort, um eine Solldruckdifferenz  $\Delta P$  zu berechnen, um die der Radbremszylinderdruck  $P_B$  in Bezug auf den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  erhöht wird. Diese Solldruckdifferenz  $\Delta P$ , die dem oben erwähnten Druckanstiegsverhältnis RSP2 entspricht, wird auf der Grundlage des gegenwärtig erfaßten Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  und gemäß einem bestimmten Verhältnis zwischen  $P_M$  und  $\Delta P$  berechnet, das in dem ROM der elektronischen Steuereinheit 100 gespeichert ist. Ein Beispiel für dieses Verhältnis ist in der graphischen Darstellung der Fig. 10 gezeigt.

Auf den Schritt S6 folgt der Schritt S7, in dem ein elektrischer Strom  $I$ , der zu der Magnetspule 84 des Drucksteuerventils 70 geleitet wird, auf der Grundlage der berechneten Solldruckdifferenz  $\Delta P$  und gemäß einem in dem ROM gespeicherten, bestimmten Verhältnis zwischen  $\Delta P$  und  $I$  berechnet wird. Die graphische Darstellung der Fig. 11 zeigt ein Verhältnis zwischen der Solldruckdifferenz  $\Delta P$  und der Magnetkraft  $F_1$  und ein Verhältnis zwischen der Magnetkraft  $F_1$  und dem Spulenstrom  $I$ . Somit zeigt die graphische Darstellung der Fig. 11 ein Beispiel für das Verhältnis zwischen  $\Delta P$  und  $I$  über die Magnetkraft  $F_1$ , welche als ein beziehungsherstellendes Mittel bzw. Interrelationsmittel dient.

Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S8 fort, bei dem der berechnete, elektrische Strom  $I$  zu der Magnetspule 84 des Drucksteuerventils 70 geleitet wird. Auf den Schritt S8 folgt der Schritt S9, um ein Signal zum Erregen oder Einschalten der Magnetspule 212 des Zuflußsteuerventils 132 zu erzeugen. Auf den Schritt S9 folgt der Schritt S10, um ein Signal zum Erregen oder Einschalten des Pumpenmotors 210 zu erzeugen. Durch das Durchführen der Schritte S8 bis S10 wird das von dem Hauptbremszylinder 14 aufgenommene Arbeitsfluid durch die Pumpe 74 mit Druck beaufschlagt und das somit mit Druck beaufschlagte Fluid wird durch die Pumpe 74 zu jedem Radbremszylinder 60 gefördert, so daß der Radbremszylinderdruck  $P_B$  um die berechnete Solldruckdifferenz  $\Delta P$  erhöht wird, die dem gegenwärtigen Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  entspricht. Somit ist ein Durchlauf der Routine beendet.

Während die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik in Bezug auf die Zeichnungen beschrieben worden ist, wird als nächstes die von der elektronischen Steuereinheit 200 ausgeführte Routine zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes beschrieben.

Die Routine zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes ist so aufgestellt, daß sie das Bremssystem wahlweise in einen Druckerhöhungszustand, einen Druckhaltezustand und

einen Druckverringerungszustand versetzt, so daß das Blockieren von jedem Rad während der Anwendung der Bremse bei dem Fahrzeug verhindert wird, während die von dem Radgeschwindigkeitssensor 204 erfaßte Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades und die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs überwacht werden. In dem Druckerhöhungszustand wird das Druckhalteventil 100 in eine offene Stellung gebracht, während das Druckverringerungsventil 110 in eine geschlossene Stellung gebracht wird. In dem Druckhaltezustand werden das Druckhalteventil 100 und das Druckverringerungsventil 110 in ihre geschlossenen Stellungen gebracht. In dem Druckverringerungszustand wird das Druckhalteventil 100 in die geschlossene Stellung gebracht, während das Druckverringerungsventil 110 in die offene Stellung gebracht wird. Während der Steuerung des Antiblockierbremsdruckes wird das Drucksteuerventil 70 ausgeschaltet und in der offenen Stellung gehalten. Die Routine zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes ist zudem so aufgebaut, daß der Pumpenmotor 210 aktiviert wird, so daß das Fluid von dem Behälter 108 durch den Betrieb der Pumpe 74 zu dem Hauptfluidkanal 64 zurückgelangt.

Wie oben beschrieben, ist das vorliegende Bremssystem derartig aufgebaut, daß die Druckerhöhungseinrichtung 220 dann aktiviert wird, wenn der Druckerhöhungsstartpunkt PS erreicht wird, d. h., wenn der Übergangspunkt PC des Verstärkungsverhältnisses des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 erreicht wird. Weil der Übergangspunkt PC durch eine Änderung des Unterdruckes des Motors (des Unterdruckes in der Unterdruckkammer 27) nicht beeinflusst wird, ist der Augenblick, in dem die Druckerhöhungseinrichtung 220 aktiviert wird, um den Betrieb zum Erhöhen des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  in Bezug auf den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  zu starten, unabhängig von einer Änderung des Unterdruckes des Motors stabil.

Zum Stabilisieren der Bremswirkung bevor und nachdem der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers in dem herkömmlichen Bremssystem erreicht wird, ist es notwendig, daß ein einziger Sensor oder Schalter notwendig ist, um zu erfassen, daß der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers tatsächlich erreicht ist, damit Druckerhöhungsstartpunkt genau erfaßt wird. Zudem kann die Bremswirkung stabilisiert werden, ohne das ein solcher Schalter verwendet wird, wobei die Radbremskraft des Bremswertes von dem Fahrzeug erfaßt wird und der Radbremszylinderdruck in einer Rückkopplungsart auf der Grundlage der erfaßten Radbremskraft oder des Fahrzeugbremswertes gesteuert wird. Diese Anordnung neigt jedoch dazu, daß eine sehr komplizierte Software-Anordnung erforderlich ist, um die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik durchzuführen.

Das vorliegende Bremssystem verwendet im Gegensatz dazu den Sensor 202 des Hauptbremszylinderdruckes, der vergleichsweise günstig und sehr zuverlässig ist und eine Steuerung oder eine Steuerung ohne Rückkopplung der Bremswirkungscharakteristik gestattet. Somit leidet das vorliegende Bremssystem nicht darunter, daß die Herstellungskosten aufgrund der Verwendung eines teuren Sensors oder Schalters stark ansteigen, und es hat keine komplexe Software-Anordnung, um die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik durchzuführen.

Das vorliegende Bremssystem ist zudem so ausgestaltet, daß der Verstärkungsgrenzpunkt des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 während eines normalen Bremsbetriebes unabhängig von einer Änderung des Unterdruckes in dem Fahrzeugmotor nicht erreicht wird, so daß die Bremswirkung gemäß der Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik unabhängig von einer Änderung des Unterdruckes des Motors stabil ist.

Zudem ist das vorliegende Bremssystem dafür ausgelegt, daß der Übergangspunkt PC des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 niedriger ist als der unterste Verstärkungsgrenzpunkt  $PL_{LO}$ , der der erwarteten maximalen Verringerung des Unterdruckes des Motors entspricht. Demgemäß wird der Übergangspunkt PC, der durch die Ausgestaltung des Vorsprungs 38 bestimmt wird, notwendigerweise dann erreicht, bevor der unterste Verstärkungsgrenzpunkt  $PL_{LO}$  erreicht wird, so daß der Druckerhöhungsstartpunkt PS, der dem bestimmten Übergangspunkt PC entspricht, unabhängig von einem Abfallen des Unterdruckes des Motors von dem Nennwert stabil ist.

Aus der vorhergehenden Beschreibung der vorliegenden ersten Ausführungsform des Bremssystems der vorliegenden Erfindung geht hervor, daß die Druckerhöhungseinrichtung 220 eine Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe bildet, daß zusätzlich zu der ersten Hydraulikdruckquelle in der Form des Hauptbremszylinders 14 die Pumpe 74 die zweite Hydraulikdruckquelle bildet, daß das Drucksteuerventil 70 eine Fluidströmungssteuereinrichtung bildet und daß die Magnetspule 84 eine Einrichtung zum kontinuierlichen Steuern der Druckdifferenz  $\Delta P$  bildet, während die Feder 86 eine Deaktivierungseinrichtung bildet, um das Drucksteuerventil 70 zu deaktivieren.

Das Bremssystem der ersten Ausführungsform kann auf verschiedene Arten verändert werden. Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik kann zum Beispiel im Gegensatz zu der konstanten Bremswirkung, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 9(c) gezeigt ist, so aufgestellt sein, daß sich die Bremswirkung erhöht, nachdem der Druckerhöhungsstartpunkt PS erreicht ist, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 12 gezeigt ist. Als Alternative kann im Gegensatz zu der erhöhten Bremswirkung, die in der graphischen Darstellung der Fig. 12 gezeigt ist, die Bremswirkung verringert werden, nachdem der Druckerhöhungsstartpunkt PS erreicht wird, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 13 gezeigt ist. Zudem kann die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik so aufgestellt sein, daß die Bremswirkung eher in Bezug auf die Zeit  $t$  als in Bezug auf die eine Bremsbetätigungskraft  $F$  (die dem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  entspricht) gesteuert wird. In diesem Fall kann die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik so aufgestellt sein, daß die Bremswirkung unverändert bleibt, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 14 gezeigt ist, oder sie entweder erhöht wird, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 15 gezeigt ist, oder verringert wird, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 16 gezeigt ist, nachdem der Druckanstiegsstartpunkt PS erreicht ist.

Als nächstes wird ein Bremssystem gemäß einer zweiten Ausführungsform dieser Erfindung beschrieben, das in vielen Aspekten mit der ersten Ausführungsform identisch ist. Es werden die gleichen Bezugszeichen, wie sie in der ersten Ausführungsform verwendet worden sind, bei den funktionell entsprechenden Bauteilen in der zweiten Ausführungsform verwendet und hinsichtlich der Einfachheit der Beschreibung werden nur Bauteile beschrieben, die für die zweite Ausführungsform charakteristisch sind.

Bei der ersten Ausführungsform wird für die zwei Radbremszylinder 60 in dem gleichen Teilsystem dieselbe Pumpe 74 verwendet. Bei der vorliegenden zweiten Ausführungsform werden die Drücke in den zwei Radbremszylindern 240, 242 für die jeweiligen linken und rechten Vorderäder FL, FR durch jeweilige zwei Pumpen 250, 252 erhöht, wie es in Fig. 17 gezeigt ist.

Eine der zwei Druckkammern des Hauptbremszylinders 14 ist durch einen Hauptfluidkanal 254, der aus einem gemeinsamen Kanal 56 und den zwei mit dem gemeinsamen

Kanal 256 verbundenen Zweigkanälen 258, 260 besteht, mit den zwei Radbremszylindern 240, 242 verbunden. In jedem der zwei Zweigkanäle 258, 260 ist das Drucksteuerventil 70 und das Druckhalteventil 100 vorgesehen. Die Zweigkanäle 258, 260 sind durch den Behälterkanal 106 mit den jeweiligen Druckverringerungsventilen 110 verbunden.

Die zwei Zweigkanäle 258, 260 des Hauptfluidkanals 254 sind mit dem Behälter 108 durch einen Pumpenkanal 262 verbunden, der aus einem gemeinsamen Kanal 264, welcher mit dem Behälter 108 verbunden ist, und aus zwei Zweigkanälen 266, 268, die mit dem gemeinsamen Kanal 264 verbunden sind, besteht. Jeder der zwei Zweigkanäle 266, 268 ist an seinem von dem gemeinsamen Kanal 264 entfernt liegenden Endabschnitt mit einem Abschnitt des entsprechenden Zweigkanals 258, 260 des Hauptfluidkanals 254 zwischen dem Drucksteuerventil 70 und dem Druckhalteventil 100 verbunden. Mit dem gemeinsamen Kanal 264 des Pumpenkanals 262 sind das Rückschlagventil 134, der Fluidzufuhrkanal 130 und der Behälterkanal 106 verbunden. Mit jedem der Zweigkanäle 266, 268 sind die Pumpe 250, 252, ein Ansaugventil 270, 272, ein Auslaßventil 274, 276, eine Dämpfungskammer 278, 280 und eine Drossel 282, 284 verbunden.

Das Teilsystem für die linken und rechten Hinterräder ist mit dem Aufbau des zusätzlichen Systems für die linken und rechten Vorderräder FL, FR identisch, das oben beschrieben worden ist. In dem vorliegenden Bremssystem werden daher die Drücke in den Vierrad-Bremszylindern durch die jeweiligen vier Pumpen unabhängig voneinander erhöht.

Es ist anzumerken, daß die zwei Pumpen 250, 252 in dem Teilsystem für die Vorderräder durch den einzigen Pumpenmotor 210 oder durch jeweilige zwei Pumpenmotore unabhängig voneinander angetrieben werden können. Auf dieselbe Weise können die zwei Pumpen in dem Teilsystem für die Hinterräder durch den einzigen Pumpenmotor 210 oder durch jeweilige zwei Pumpenmotore angetrieben werden. Wo durch jeweilige vier Pumpenmotore die vier Pumpen unabhängig voneinander angetrieben werden, können die Drücke in den Vierrad-Bremszylindern durch die jeweiligen vier Pumpen unabhängig voneinander gesteuert werden.

Die Tabelle der Fig. 18 zeigt die Betriebsstellungen des Drucksteuerventils 70, des Druckhalteventils 100, des Druckverringerungsventils 110, des Zuflußsteuerventils 132 und des Pumpenmotors 210 in verschiedenen Steuermodi des Bremssystems. Die folgende Beschreibung bezieht sich unter Bezugnahme auf diese Tabelle nur als Beispiel auf die zwei Radbremszylinder 240, 242 des Teilsystems für die Vorderräder.

In einem regulären Steuermodus (ohne der Steuerung der Bremswirkungscharakteristik oder der Steuerung des Antiblockierbremsdruckes) für die entsprechenden Radbremszylinder 240, 242 sind das Drucksteuerventil 70, das Druckhalteventil 100, das Druckverringerungsventil 110, das Zuflußsteuerventil 132 und der Pumpenmotor 210 auf AUS geschaltet.

In dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik wird der Druck in den Radbremszylindern 240, 242 erhöht, wenn es notwendig ist, wobei das Drucksteuerventil 70, das Zuflußsteuerventil 132 und der Pumpenmotor 210 auf EIN geschaltet sind, während das Druckhalteventil 100 und das Druckverringerungsventil 110 auf AUS geschaltet sind. In diesem Fall wird das Fluid, das von dem Hauptbremszylinder 14 durch das Zuflußsteuerventil 132 aufgenommen wird, durch die Pumpe 250, 252 mit Druck beaufschlagt und das mit Druck beaufschlagte Fluid wird zu den in Frage kommenden Radbremszylindern 240, 242 gefördert. Zu diesem Zeitpunkt wird der elektrische Strom I, der zu dem Drucksteuerventil 70 geleitet wird, auf die gleiche Art und

Weise wie in der ersten Ausführungsform bestimmt.

Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern 240, 242 gehalten werden soll, werden das Drucksteuerventil 70, das Druckhalteventil 100, das Zuflußsteuerventil 132 und der Pumpenmotor auf EIN geschaltet, während das Druckverringerungsventil 110 auf AUS geschaltet wird. In diesem Fall kann das von den Pumpen 250, 252 geförderte Fluid nicht den Radbremszylindern 240, 242 zugeführt werden, während das Fluid in den Radbremszylindern 240, 242 nicht in den Behälter 108 abgelassen werden kann.

Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern 240, 242 verringert werden soll, werden das Drucksteuerventil 70, das Druckhalteventil 100, das Druckverringerungsventil 110, das Zuflußsteuerventil 132 und der Pumpenmotor 210 auf EIN geschaltet, so daß das Fluid von den Radbremszylindern 240, 242 in den Behälter 108 abgelassen wird, während das von den Pumpen 250, 252 geförderte Fluid nicht den Radbremszylindern 240, 242 zugeführt werden kann.

Bei dem vorliegenden Bremssystem kann das Drucksteuerventil 70 auch die Differenz zwischen den Drücken  $P_M$  und  $P_B$  des Hauptbremszylinders 14 und des Radbremszylinders 240, 242 kontinuierlich ändern. Im allgemeinen kann die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik dadurch bewirkt werden, daß der Radbremszylinderdruck  $P_B$  geändert wird, was auf eine Änderung des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  folgt. Mit anderen Worten, der Radbremszylinderdruck  $P_B$  kann dadurch auf geeignete Weise gesteuert werden, daß der elektrische Strom I, der zu der Magnetspule 84 des Drucksteuerventils 70 geleitet wird, gesteuert wird. Demgemäß erfordert die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik nur den Druckerhöhungsmodus, und der Druckhaltemodus und der Druckverringerungsmodus sind zum Steuern des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  nicht wesentlich. Somit weist die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik der vorliegenden zweiten Ausführungsform, wie es in Fig. 18 gezeigt ist, optionale Steuermerkmale auf, wobei die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik auf eine bestimmte Art und Weise durchgeführt werden kann, wobei der Druckhaltemodus und der Druckverringerungsmodus verwendet werden.

Es ist auch anzumerken, daß die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik gemäß der vorliegenden zweiten Ausführungsform dafür ausgelegt ist, daß das Druckverringerungsventil 110 geöffnet wird, wenn es erforderlich ist, um den Radbremszylinderdruck  $P_B$  zu verringern. Daher kann der Radbremszylinderdruck  $P_B$  auf ein Niveau verringert werden, das niedriger ist als das Niveau des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$ . Wo es ausreichend ist, daß der Radbremszylinderdruck  $P_B$  auf das Niveau des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  verringert wird, kann diese Verringerung des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  dadurch erzielt werden, daß das Drucksteuerventil 70, das Druckhalteventil 100 und das Druckverringerungsventil 110 auf AUS geschaltet werden, um das Drucksteuerventil 70 und das Druckhalteventil 100 zu öffnen, während das Druckverringerungsventil 110 geschlossen wird, so daß das Fluid in den Radbremszylindern 240, 242 zu dem Hauptbremszylinder 14 abgelassen werden kann.

Es wird nun eine dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben. Diese Ausführungsform ist in vielen Aspekten mit der zweiten Ausführungsform identisch. Es werden die gleichen Bezugszeichen, wie sie in der zweiten Ausführungsform verwendet worden sind, in der dritten Ausführungsform verwendet, um funktionell entsprechende Bauteile zu kennzeichnen, und es werden aufgrund der Einfachheit der Beschreibung nur die Bauteile beschrieben, die für die dritte Ausführungsform charakteri-

stisch sind.

In der zweiten Ausführungsform ist für jeden Radbremszylinder **240**, **242** jedes Teilsystems das Druckhalteventil **100** vorgesehen, um die Drücke  $P_B$  in den zwei Radbremszylindern **240**, **242** unabhängig voneinander zu halten. Die vorliegende dritte Ausführungsform ist jedoch dafür ausgelegt, daß die Drücke  $P_B$  in den zwei Radbremszylindern **240**, **242** unabhängig voneinander gehalten werden, ohne daß die Druckhalteventile **100** verwendet werden. D. h., das Teilsystem für die Vorderräder FL, FR verwendet keine Druckhalteventile **100** (die in der zweiten Ausführungsform der Fig. 17 vorgesehen sind), wie es in Fig. 19 gezeigt ist. Zudem weist das Teilsystem der Fig. 19 keine Umleitungsventile **94** auf, die die Drucksteuerventile **70** umgehen. Wenn die Umleitungsventile **94** bei Nichtvorhandensein der Druckhalteventile **100** vorgesehen sein würden, würde das Fluid von dem Hauptbremszylinder **14** zu den Radbremszylindern **240**, **242** in dem Modus zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes strömen, was zu einer unzulänglichen Verringerung der Radbremszylinderdrücke  $P_B$  führen würde.

Es wird nun auf Fig. 20 Bezug genommen. Es sind die Betriebsstellungen des Drucksteuerventils **70**, des Druckverringerungsventils **110**, des Zuflußsteuerventils **132** und des Pumpenmotors **210** in dem regulären Steuermodus, in dem Steuermodus des Antiblockierbremsdruckes und in dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik gezeigt. Die Stellungen in diesen Steuermodi werden in Bezug auf Fig. 20 als Beispiel hinsichtlich eines der Radbremszylinder **240**, **242** in dem Teilsystem für die Vorderräder FL, FR beschrieben.

In dem regulären Steuermodus sind das Drucksteuerventil **70**, das Druckverringerungsventil **110**, das Zuflußsteuerventil **132** und der Pumpenmotor **210** auf AUS geschaltet.

In dem Steuermodus des Antiblockierbremsdruckes sind das Drucksteuerventil **70**, das Druckverringerungsventil **110** und das Zuflußsteuerventil **132** auf AUS geschaltet, während der Pumpenmotor **210** auf EIN geschaltet ist, wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** erhöht werden soll. In diesem Fall wird das Fluid durch die Pumpen **250**, **252** von dem Behälter **108** hochgepumpt und gelangt in die Zweigkanäle **266**, **268** zurück. Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** gehalten werden soll, wird das Drucksteuerventil **70** auf EIN geschaltet, während das Druckverringerungsventil **110**, das Zuflußsteuerventil **132** und der Pumpenmotor **210** auf AUS geschaltet werden, so daß das Fluid weder von den Pumpen **250**, **252** von dem Behälter **108** hochgepumpt wird noch von den Pumpen **250**, **252** zu dem Hauptbremszylinder **214** gefördert wird. Daher kann der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** sogar dann auf dem gegenwärtigen Niveau gehalten werden, wenn das Druckhalteventil **100** nicht vorhanden ist. Somit stehen die Druckhalteventile **70** und die Auslaßventile **274**, **276** miteinander derartig in Wirkverbindung, daß sie als Druckhalteventile arbeiten. Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** verringert werden soll, werden das Drucksteuerventil **70** und das Verringerungsventil **100** auf EIN geschaltet, während das Zuflußsteuerventil auf AUS geschaltet wird, wobei der Pumpenmotor **210** entweder auf EIN oder auf AUS geschaltet wird, so daß das Fluid von dem Radbremszylinder **240**, **242** in den Behälter **108** abgelassen wird, während die Radbremszylinder **240**, **242** von dem Hauptbremszylinder **14** getrennt sind.

In dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik werden das Drucksteuerventil **70**, das Zuflußsteuerventil **132** und der Pumpenmotor **210** auf EIN geschaltet, während das Druckverringerungsventil auf AUS geschaltet wird, wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszy-

lindern **240**, **242** erhöht werden soll. In diesem Fall wird das Fluid, das von dem Hauptbremszylinder **14** aufgenommen wird, durch die Pumpen **250**, **252** mit Druck beaufschlagt und zu den Radbremszylindern **240**, **242** gefördert. Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** gehalten werden soll, wird das Drucksteuerventil **70** auf EIN geschaltet, während das Druckverringerungsventil **110**, das Zuflußsteuerventil **132** und der Pumpenmotor **210** auf AUS geschaltet werden, so daß das Fluid weder von den Pumpen **250**, **252** zu dem Hauptbremszylinder **14** gefördert wird, noch durch die Pumpen **250**, **252** von dem Hauptbremszylinder **14** hoch gepumpt wird. Somit kann der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** sogar dann gehalten werden, wenn das Druckhalteventil **100** nicht vorhanden ist. Wenn es erforderlich ist, daß der Druck in den Radbremszylindern **240**, **242** verringert werden soll, wird das Drucksteuerventil auf EIN geschaltet, während das Druckverringerungsventil **110** und das Zuflußsteuerventil **132** auf AUS geschaltet werden, wobei der Pumpenmotor **210** entweder auf EIN oder auf AUS geschaltet wird, so daß das Zuflußsteuerventil **132** die Pumpen **250**, **252** daran hindert, daß es das Fluid von dem Hauptbremszylinder **14** aufnimmt, während das Drucksteuerventil **70** es dem Fluid gestattet, daß es von dem Radbremszylinder **240**, **242** unter der Steuerung des elektrischen Stromes  $I$ , der zu dem Drucksteuerventil **70** geleitet wird, zu dem Hauptbremszylinder **14** abgelassen wird.

Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik in der vorliegenden dritten Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 21 dargestellt. Diese Routine wird auch wiederholt durchgeführt. Jeder Durchlauf der Routine wird mit Schritt S21 gestartet, um zu bestimmen, ob das Bremspedal **10** gedrückt worden ist. Diese Bestimmung kann auf der Grundlage des Ausgangssignals des Sensors **202** des Hauptbremszylinderdruckes oder des Ausgangssignals von einem Bremschalter durchgeführt werden, der dafür vorgesehen ist, daß er eine Betätigung des Bremspedals **10** erfaßt. Wenn in Schritt S21 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, ist ein Durchlauf der Routine der Fig. 21 beendet. Wenn in Schritt S21 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Programmablauf mit Schritt S22 fort, um auf der Grundlage des Ausgangssignals des Sensors **202** des Hauptbremszylinderdruckes den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  zu erfassen.

Auf den Schritt S22 folgt der Schritt S23, um zu bestimmen, ob der erfaßte Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  höher ist als der oben erwähnte Referenzwert  $P_{M0}$ . Wenn in Schritt S23 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, ist ein Durchlauf der Routine beendet. Wenn in Schritt S23 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S24 fort, um den Drucksteuermodus zu bestimmen, d. h., um entweder den Druckerhöhungsmodus oder den Druckverringerungsmodus auszuwählen. Diese Bestimmung wird auf der Grundlage des erfaßten Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  und eines Sollradbremszylinderdruckes  $P_B^*$  durchgeführt, der dem erfaßten Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  entspricht, so daß sich der tatsächliche Radbremszylinderdruck  $P_B$  dem Sollwert  $P_B^*$  annähert. Der Sollradbremszylinderdruck  $P_B^*$  wird bestimmt, so daß die Bremswirkung (das Verhältnis  $f-P_B$ ) so erzeugt wird, wie es in der graphischen Darstellung in Fig. 9(c) gezeigt ist.

Anschließend wird Schritt S25 durchgeführt, um in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus, wie er in Fig. 20 gezeigt ist, die Drucksteuersignale zu bestimmen, die zum Einschalten oder Ausschalten des Drucksteuerventils **70**, des Druckverringerungsventils **110**, des Zuflußsteuerventils **132** und des Pumpenmotors **210** geeignet sind. Auf

den Schritt S25 folgt der Schritt S26, bei dem die bestimmten Steuersignale zu den Magnetspulen 212 der Ventile 70, 110 und 132 übertragen werden. Anschließend wird Schritt S27 durchgeführt, um in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus den Pumpenmotor 210 zu steuern. Somit ist ein Durchlauf der Routine beendet.

Die Routine zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes in der dritten Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 22 dargestellt. Diese Routine wird auch wiederholt durchgeführt. Jeder Durchlauf dieser Routine wird mit Schritt S51 gestartet, um zu bestimmen, ob das Bremspedal 10 gedrückt worden ist. Diese Bestimmung kann auf die gleiche Art und Weise bewirkt werden, wie es oben in Bezug auf Schritt S21 beschrieben worden ist. Wenn in Schritt S51 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, ist ein Durchlauf der Routine beendet. Wenn in Schritt S51 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S52 fort, um die Umdrehungsgeschwindigkeit des in Frage kommenden Rades auf der Grundlage des Ausgangssignales des entsprechenden Radgeschwindigkeitssensors 204 zu erfassen. Anschließend wird Schritt S53 durchgeführt, um zu bestimmen, ob der Betrieb der Steuerung des Antiblockierbremsdruckes gestartet werden soll, d. h., ob das Rad auf der Fahrbahnoberfläche übermäßig rutscht. Diese Bestimmung basiert auf der erfaßten Radgeschwindigkeit. Wenn in Schritt S53 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, ist ein Durchlauf der Routine beendet. Wenn in Schritt S53 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S54 fort.

In Schritt S54 wird der geeignete Drucksteuermodus (entweder der Druckerhöhungsmodus, der Druckhaltemodus oder der Druckverringerungsmodus) auf der Grundlage der erfaßten Radgeschwindigkeit und eines Bremswertes des Rades bestimmt oder ausgewählt, der eine zeitliche Ableitung der erfaßten Radgeschwindigkeit sein kann, so daß der entsprechende Radbremszylinderdruck  $P_B$  so gesteuert wird, daß das Schlupfverhältnis des Rades in einem bestimmten optimalen Bereich bleibt. Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S55 fort, um in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus die Drucksteuersignale zum geeigneten Ein- oder Ausschalten der Ventile 70, 110, 132 und des Pumpenmotors 210 zu bestimmen, wie es in Fig. 20 gezeigt ist. Auf den Schritt S55 folgt der Schritt S56, bei dem die bestimmten Steuersignale den Magnetspulen 212 der Ventile 70, 110 und 132 zugeführt werden. Anschließend wird der Schritt S57 durchgeführt, um den Pumpenmotor 210 in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus zu steuern. Somit ist ein Durchlauf der Routine beendet.

Es ist anzumerken, daß die Anzahl der magnetisch betätigten Ventile, die in der dritten Ausführungsform verwendet werden, um vier geringer ist als die in der zweiten Ausführungsform und zwar aufgrund der Beseitigung der zwei Druckhalteventile 100 von jedem der vorderen und hinteren Teilsysteme. Demgemäß weist das Bremssystem dieser Ausführungsform einen vereinfachten Aufbau auf und ist dementsprechend preiswert erhältlich.

Aus der vorhergehenden Beschreibung der dritten Ausführungsform ist es ersichtlich, daß die Pumpen 250, 252, die Drucksteuerventile 70, die Druckverringerungsventile 10 und die Zuflußsteuerventile 132 derartig in Wirkverbindung stehen, daß sie eine elektrisch betätigte Drucksteuer-einrichtung bilden, während ein Abschnitt der elektrischen Steuereinheit 200 zur Durchführung der Schritte S25 bis S27 der Fig. 21 die Pseudodruckhalteeinrichtung bildet.

Als nächstes wird eine vierte Ausführungsform der Erfindung beschrieben, die eine identische Hardware-Anordnung

wie die dritte Ausführungsform hat. Es wird nur die Software-Anordnung dieser vierten Ausführungsform insbesondere in Verbindung mit den Betriebsstellungen der Ventile 70, 110, 132 und der Pumpe 210 in dem Steuermodus des Antiblockierbremsdruckes und dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik beschrieben.

Fig. 23 zeigt die Betriebsstellungen des Druckventils 70, des Druckverringerungsventils 110, des Zuflußsteuerventils 132 und des Pumpenmotors 210 in dem regulären Steuermodus, dem Anti-Blockier-Bremsdruck-Steuermodus und dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik. In Bezug auf Fig. 23 werden diese Steuermodi als Beispiel in Bezug auf einen der Radbremszylinder 240, 242 in dem Teilsystem für die Vorderräder FL, FR erklärt.

Die vorliegende vierte Ausführungsform unterscheidet sich von der dritten Ausführungsform nur in Bezug auf die Betriebsstellungen in dem Druckhaltemodus des Steuermoduses des Antiblockierbremsdruckes und des Steuermoduses der Bremswirkungscharakteristik. Diese Druckhaltemodi werden nun beschrieben.

In dem Druckhaltemodus im Steuermodus des Antiblockierbremsdruckes werden das Drucksteuerventil 70, das Druckverringerungsventil 110 und der Pumpenmotor 210 auf EIN geschaltet, während das Zuflußsteuerventil 132 auf AUS geschaltet wird, so daß das durch die Pumpen 250, 252 von dem Behälter 108 gepumpte Fluid zwar zu den Radbremszylindern 240, 242 gefördert wird, aber das geförderte Fluid durch das Verringerungsventil 110, das offen ist, zu dem Behälter 108 zurückgelangt. Als Ergebnis wird der Druck in dem Radbremszylinder 240, 242 aufrechterhalten.

In dem Druckhaltemodus im Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik werden das Drucksteuerventil 110 und der Pumpenmotor 210 auf EIN geschaltet, während das Zuflußsteuerventil 132 entweder auf EIN oder auf AUS geschaltet wird. Wenn das Zuflußsteuerventil 132 auf EIN geschaltet wird, wird das Fluid durch die Pumpen 250, 252 von dem Hauptbremszylinder 14 hoch gepumpt, aber die Erhöhung des Druckes der Radbremszylinder 240, 242 wird eingeschränkt, weil das Druckverringerungsventil 110 offen ist. Wenn das Zuflußsteuerventil 132 auf AUS geschaltet wird, empfangen die Pumpen 250, 252 kein Fluid von dem Hauptbremszylinder 14 und das Fluid, das von den Radbremszylindern 240, 242 in den Behälter 108 gefördert wird, wird durch die Pumpen 250, 252 zu den Radbremszylindern 240, 242 zurückgepumpt, so daß der Fluidruck in den Radbremszylindern 240, 242 beibehalten wird.

Während es in der dritten Ausführungsform erforderlich ist, daß die Pumpen 250, 252 auf AUS geschaltet werden, um den Druck in den Radbremszylindern 240, 242 zu halten, ist es in der vorliegenden vierten Ausführungsform nicht erforderlich, daß die Pumpen 250, 252 auf AUS geschaltet werden, um den Radbremszylinderdruck zu halten. Demgemäß ist die vierte Ausführungsform dafür wirksam, daß das häufige Ein- und Ausschalten der Pumpen 250, 252 in dem Steuermodus des Antiblockierbremsdruckes und dem Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik verhindert wird.

Anschließend wird eine fünfte Ausführungsform der Erfindung beschrieben. Diese fünfte Ausführungsform ist in vielen Aspekten mit der ersten Ausführungsform identisch. Es werden in der fünften Ausführungsform die gleichen Bezugszeichen verwendet, wie sie in der ersten Ausführungsform verwendet worden sind, um entsprechende Bauteile zu kennzeichnen. Es werden nur die für die fünfte Ausführungsform charakteristischen Bauteile beschrieben.

Wie in den Fig. 24 und 25 gezeigt ist, wird das in der ersten Ausführungsform verwendete Drucksteuerventil 70 durch ein normalerweise offenes Zweizeigventil 300 er-

setzt, das eine Magnetspule 302 aufweist (siehe Fig. 25). Dieses Zweivegeventil 300 ist in einem nicht erregten Zustand der Magnetspule 302 offen und in einem erregten Zustand 302 geschlossen. Es ist ein Druckentlastungsventil 304 vorgesehen, so daß das Zweivegeventil 300 umgangen wird, um einen übermäßigen Anstieg des Förderdrucks der Pumpe 74 zu verhindern. Wie in der dritten und vierten Ausführungsform sind in der fünften Ausführungsform weder das Druckhalteventil 100 noch das Umleitungsventil 94 vorgesehen.

Wie in Fig. 25 gezeigt ist, weist die elektronische Steuereinheit 200 eine Einrichtung 308 zum Berechnen eines Abbremsens des Fahrzeugs auf, um auf der Grundlage der Radgeschwindigkeitssensoren 204 den Bremswert G des Fahrzeugkörpers zu berechnen. Es ist insbesondere beschrieben, daß die Einrichtung 308 zum Berechnen eines Abbremsens des Fahrzeugs als erstes die Fahrzeuglaufgeschwindigkeit basierend auf der Tatsache schätzt, daß die höchste Umdrehungsgeschwindigkeit der Umdrehungsgeschwindigkeiten der vier Räder der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs am nächsten kommt. Anschließend erzielt die Einrichtung 308 zum Berechnen eines Abbremsens des Fahrzeugs eine zeitliche Ableitung der geschätzten Fahrzeugfahrgeschwindigkeit als Bremswert G des Fahrzeugkörpers.

Während die vorliegende fünfte Ausführungsform den dritten und vierten Ausführungsformen dahingehend entspricht, daß das Druckhalteventil 100 nicht vorgesehen ist, unterscheidet sich die fünfte Ausführungsform von der dritten und vierten Ausführungsform darin, daß für die zwei Radbremszylinder 60 in der fünften Ausführungsform nur ein Drucksteuerventil 70 vorgesehen ist, während für jeden Radbremszylinder 240, 242 in der dritten und vierten Ausführungsform die zwei Drucksteuerventile 70 und die Pumpen 250, 252 vorgesehen sind. Somit ist es in der fünften Ausführungsform nicht möglich, daß die Drücke in den zwei Radbremszylindern 60 unabhängig voneinander gesteuert werden. Die fünfte Ausführungsform entspricht jedoch darin der vierten Ausführungsform, daß die Drücke  $P_B$  in den zwei Radbremszylindern 60 unabhängig voneinander gehalten werden können, ohne daß das Druckhalteventil 100 verwendet wird, wobei die Druckverringerungsventile 100 verwendet werden, die zum Verringern der Drücke  $P_B$  in den zwei Radbremszylindern 60 unabhängig voneinander gesteuert werden können.

Die Routine zum Steuern Bremswirkungscharakteristik gemäß der fünften Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 26 gezeigt. Einige dieser Schritte sind gleich denen der Routine der Fig. 21. Es werden im Detail nur die für die Routine der Fig. 26 charakteristischen Schritte beschrieben. Die Routine der Fig. 26 wird mit Schritt S71 gestartet, um zu bestimmen, ob das Bremspedal 10 gedrückt worden ist. Wenn in Schritt S71 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S72 fort, um auf der Grundlage des Ausgangssignales des Sensors 202 des Hauptbremszylinderdruckes den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  zu erfassen. Anschließend wird Schritt S73 durchgeführt, um zu bestimmen, ob der erfaßte Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  höher als der Referenzwert  $P_{MO}$  ist. Wenn in Schritt S73 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S74 fort, um einen Sollfahrzeugbremswert  $G^*$  zu bestimmen, der dem erfaßten Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  entspricht. Der Sollwert  $G^*$  des Fahrzeugabbremsens  $G$  wird so bestimmt, daß die Bremswirkungscharakteristik erzielt wird, wie sie durch die graphische Darstellung der Fig. 9(c) dargestellt ist. Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S75 fort, bei dem die Einrichtung 308 zum

Berechnen eines Abbremsens des Fahrzeugs den tatsächlichen Fahrzeugbremswert  $G$  berechnet. Auf den Schritt S75 folgt der Schritt S76, um den Drucksteuermodus (d. h. entweder den Druckerhöhungsmodus, den Druckhaltemodus oder den Druckverringerungsmodus) auf der Grundlage des bestimmten Sollbremswertes  $G^*$  und des berechneten tatsächlichen Bremswertes  $G$  zu bestimmen, so daß der tatsächliche Bremswert  $G$  sich dem Sollwert  $G^*$  annähert.

Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S77 fort, um die Drucksteuersignale zum Ein- oder Ausschalten des Zweivegeventils 300, des Druckhalteventils 110, des Zuflußsteuerventils 132 und des Pumpenmotors 210 in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus zu bestimmen, wie es Fig. 27 gezeigt ist. Weil die in Fig. 27 gezeigten Betriebsstellungen gleich denen der Fig. 23 sind, ist keine detaillierte Erklärung dieser Betriebsstellungen notwendig. Der steuerprogrammablauf fährt anschließend mit Schritt S78 fort, um die bestimmten Drucksteuersignale den Magnetspulen der Ventile 300, 110, 132 zuzuführen, und er fährt anschließend mit Schritt S79 fort, um den Pumpenmotor 210 in Abhängigkeit von dem bestimmten Drucksteuermodus zu steuern. Somit ist ein Durchlauf der Routine der Fig. 26 beendet.

Die Routine zum Steuern des Antiblockierbremsdruckes ist in dem Flußdiagramm der Fig. 28 gezeigt. Diese Routine ist gleich der der Fig. 22 und es ist somit keine erneute Beschreibung notwendig.

Aus der vorhergehenden Beschreibung der fünften Ausführungsform ist es ersichtlich, daß die Pumpe 74, das Zweivegeventil 300, das Druckverringerungsventil 110 und das Zuflußsteuerventil 132 eine elektrisch gesteuerte Drucksteuereinrichtung bilden, während ein Abschnitt der elektrischen Steuereinheit 200 zur Durchführung der Schritte S105 bis S107 die Pseudodruckhalteeinrichtung bildet.

Wenn die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik beendet ist, ist es wünschenswert, daß das Zweivegeventil 300 nicht sofort aus der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird, sondern daß das Ventil 300 langsam geöffnet wird, wobei das Betriebsverhältnis der Magnetspule 302 allmählich geändert wird, um ein abruptes Ändern des Betätigungsgefühles von dem Bremspedal 10 zu verhindern, wie dieses auf den Fahrzeugbediener übertragen wird.

In Bezug auf Fig. 29 wird eine sechste Ausführungsform der Erfindung beschrieben. Die Hardware-Anordnung dieser sechsten Ausführungsform unterscheidet sich von der fünften Ausführungsform darin, daß das in der fünften Ausführungsform verwendete Zweivegeventil 300 durch das Drucksteuerventil 70 ersetzt ist und daß in der sechsten Ausführungsform das Druckentlastungsventil 304 nicht vorgesehen ist. In den anderen Gesichtspunkten ist die sechste Ausführungsform zu der fünften Ausführungsform identisch. Die Software-Anordnung der sechsten Ausführungsform ist zu der der fünften Ausführungsform identisch.

Als nächstes wird eine siebte Ausführungsform der Erfindung beschrieben.

Das Bremssystem der siebten Ausführungsform ist in Fig. 30 gezeigt. Die Hardware-Anordnung dieser siebten Ausführungsform ist zu der der zweiten Ausführungsform der Fig. 17 identisch. Die schematische Ansicht der Fig. 30 zeigt jedoch nicht nur das Teilsystem, das die Vorderradbremsszylinder 240, 242 aufweist, sondern auch das Teilsystem, das die Hinterradbremsszylinder 320, 322 für jeweilige linke und rechte Hinterräder RL, RR aufweist.

Es ist anzumerken, daß die Menge des Fluids, die zum Aktivieren von jedem Vorderradbremsszylinder 240, 242 erforderlich ist, im allgemeinen größer ist als die Menge, die erforderlich ist, um jeden Hinterradbremsszylinder 320, 322

zu aktivieren. Wenn die Fördermenge der Pumpen 250, 252 für die Vorderradbremsszylinder 240, 242 gleich der der Pumpen 326, 328 für die jeweiligen Hinterradbremsszylinder 320, 322 ist, ist der Gradient, mit dem der Druck in jedem der Vorderradbremsszylinder 240, 242 ansteigt, unerwünscht niedriger als der Gradient, mit dem der Druck mit jedem Hinterradbremsszylinder 320, 322 ansteigt.

Hinsichtlich diese Tatsache ist die vorliegende siebte Ausführungsform dafür ausgelegt, daß das Betriebsverhältnis des Zuflußsteuerventils 132 in dem vorderen Teilsystem höher ist als das des Zuflußsteuerventils 330 in dem hinteren Teilsystem, um eine Differenz zwischen dem Anstiegsgradienten der Drücke der Vorderradbremsszylinder 240, 242 und der der Hinterradbremsszylinder 320, 322 sogar dann zu minimieren, wenn die Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder ein unterschiedliches Fassungsvermögen haben.

Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik gemäß der siebten Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 31 gezeigt. Die Routine der Fig. 31 wird mit Schritt S121 gestartet, um zu bestimmen, ob das Bremspedal 10 gedrückt worden ist. Wenn in Schritt S121 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S122 fort, um auf der Grundlage des Ausgangssignals des Sensors 202 des Hauptbremszylinderdruckes den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  zu erfassen. Auf den Schritt S122 folgt der Schritt S123, um zu bestimmen, ob der erfaßte Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  höher ist als der Referenzwert  $P_{MO}$ . Wenn in Schritt S123 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S124 fort, um die Solldruckdifferenz  $\Delta P$  auf der Grundlage des erfaßten Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  zu bestimmen. Anschließend wird der Schritt S125 durchgeführt, um das Drucksteuerventil 70 zu steuern, so daß die bestimmte Solldruckdifferenz  $\Delta P$  ermittelt wird. Auf den Schritt S125 folgt der Schritt S126, in dem das Zuflußsteuerventil 132 für die Vorderradbremsszylinder 240, 242 und das Zuflußsteuerventil 330 für die Hinterradbremsszylinder 320, 322 bei jeweiligen bestimmten unterschiedlichen Betriebsverhältnissen betätigt werden, so daß das Zuflußsteuerventil 132 für einen längeren Zeitraum offengehalten wird als das Zuflußsteuerventil 330, wobei die Fluidmenge, die durch die Pumpen 250, 252 von dem Hauptbremszylinder 14 durch das Zuflußsteuerventil 132 aufgenommen wird, größer gemacht wird als die Fluidmenge, die durch die Pumpen 326, 328 durch das Zuflußsteuerventil 330 aufgenommen wird. Anschließend wird der Schritt 127 durchgeführt, um den Pumpenmotor 210 auf EIN zu schalten, der für die vorderen und hinteren Teilsysteme gemeinsam verwendet wird, um die vier Pumpen 250, 252, 326, 328 anzutreiben. Somit ist ein Durchlauf der Routine der Fig 31 beendet.

Wenn in Schritt S121 oder in Schritt S123 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S128 fort, um die Magnetspulen 84 der Drucksteuerventile 70 auf AUS zu schalten. Auf den Schritt S128 folgt der Schritt S129, um die Magnetspulen 212 der Zuflußsteuerventile 132, 330 auf AUS zu schalten. Anschließend wird der Schritt S130 durchgeführt, um den Pumpenmotor 210 auf AUS zu schalten. Anschließend ist der Durchlauf der Routine der Fig. 31 beendet.

Es ist ersichtlich, daß ein Abschnitt der elektronischen Steuereinheit 200 zur Durchführung des Schrittes S126 der Fig. 31 die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten bildet.

Die vorliegende siebte Ausführungsform ist dafür ausgelegt, daß die Drücke in den Vorderradbremsszylindern 240, 242 und die Drücke in den Hinterradbremsszylindern 320, 322 mit im wesentlichen demselben Gradienten erhöht wer-

den können, wobei die Fluidmenge gesteuert wird, die durch die Pumpen 250, 252, 326, 328 aufgenommen wird, so daß die Fluidmenge, die durch die Pumpen 250, 252 für das vordere Teilsystem aufgenommen wird, größer ist als die, die durch die Pumpen 326, 328 für das hintere Teilsystem aufgenommen wird. Diese Anordnung kann jedoch verändert werden. Zum Beispiel werden die Zuflußsteuerventile 132, 330 durch jeweilige zwei Strömungssteuerventile ersetzt, deren Fluiddurchflußmenge sich linear mit dem elektrischen Strom ändern, der zu ihren Magnetspulen geleitet wird. In diesem Fall wird die Menge der elektrischen Ströme gesteuert, die zu diesen Strömungssteuerventilen geleitet wird, so daß ein Verhältnis der Fluiddurchflußmenge von dem Strömungssteuerventil für die Vorderradbremsszylinder 240, 242 zu der Fluiddurchflußmenge des Strömungssteuerventils für die Hinterradbremsszylinder 320, 322 einem Verhältnis aus der Fluidmenge, die zum Aktivieren der Vorderradbremsszylinder erforderlich ist, zu der Fluidmenge, die zum Aktivieren der Hinterradbremsszylinder erforderlich ist, entspricht.

Zudem kann der Druckanstiegsgradient der Vorderradbremsszylinder 240, 242 gleich dem Druckanstiegsgradienten der Hinterradbremsszylinder 320, 322 gemacht werden, wobei die Drucksteuerventile 70 derartig angeordnet werden, daß die Fluidmenge, die von den Pumpen 250, 252 gefördert wird und durch die Drucksteuerventile 70 für das vordere zusätzliche System in den Hauptbremszylinder 14 austritt, geringer gemacht wird als die Fluidmenge, die von den Pumpen 326, 328 gefördert wird und durch die Drucksteuerventile 70 für das hintere zusätzliche System in den Hauptbremszylinder 14 austritt.

Es ist insbesondere beschrieben, daß die Leckströmungen des Fluids durch die Drucksteuerventile 70 so festgelegt sind, daß ein Verhältnis aus der Leckströmungsmenge von jedem Drucksteuerventil 70 für das vordere Teilsystem zu der von jedem Drucksteuerventil 70 für das hintere Teilsystem einem reziproken Wert aus dem Verhältnis der Fluidmenge von jedem Vorderradbremsszylinder 240, 242 zu dem von dem jedem Hinterradbremsszylinder 320, 322 entspricht.

Als Alternative wird jedes Drucksteuerventil 70 durch ein Zweizeuventil ersetzt, daß eine offene Stellung und eine geschlossene Stellung hat, die wahlweise dadurch erzielt werden, daß eine Magnetspule eingeschaltet und ausgeschaltet wird, und es werden die Betriebsverhältnisse dieser vier Zweizeuventile derartig gesteuert, daß ein Verhältnis des Betriebsverhältnisses von jedem Zweizeuventil für das vordere Teilsystem zu dem für das hintere Teilsystem einem reziproken Wert aus dem Verhältnis der Fluidmengen der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder entspricht.

Zudem können die Druckanstiegsgradienten der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder 240, 242, 320, 322 im wesentlichen zueinander gleich gemacht werden, wobei die Fördermengen der Pumpen 250, 252, 326, 328 (wenn die Zuflußströmungsventile 132, 330 vollständig offen sind), derartig festgelegt werden, daß sich die Fördermenge der Pumpen 250, 252 von der der Pumpen 326, 328 unterscheidet.

Es ist insbesondere beschrieben, daß als die Pumpen 250, 252, 326, 328 Pumpen vom Typ Kolbenpumpen verwendet werden und die Betätigungshübe oder Querschnittsbereiche der Pumpen so festgelegt sind, daß ein Verhältnis aus dem Betätigungshub oder dem Querschnittsbereich der Pumpen 250, 252 zu dem der Pumpen 326, 328 dem Verhältnis aus den Fluidmengen der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder entspricht.

Als Alternative können die Vorderrad- und Hinterradbremsszylinderdrücke bei einem im wesentlichen gleichen Gradienten erhöht werden, wobei zwei Pumpenmotore 210

verwendet werden, wobei der eine zum Antreiben der Pumpen 250, 252 für das vordere Teilsystem und der andere zum Antreiben der Pumpen 326, 328 für das hintere Teilsystem verwendet wird, und wobei diese zwei Pumpenmotore bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten betrieben werden, deren Verhältnis dem Verhältnis der Fluidmengen der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder entspricht. In dieser Hinsicht können die Betriebsgeschwindigkeiten der Pumpenmotore 210 dadurch gesteuert werden, daß die Amplitude des Motorantriebssignals (der Spannungswert) oder das PWM-Betriebsverhältnis der Motore gesteuert wird.

Anschließend wird eine achte Ausführungsform dieser Erfindung beschrieben.

Die Hardware-Anordnung dieser achten Ausführungsform ist in Fig. 32 gezeigt. Das Bremssystem der achten Ausführungsform ist im Gegensatz zu dem Bremssystem vom Typ Vorne-Hinten der siebten Ausführungsform der Fig. 30, das aus dem vorderen Teilsystem mit den zwei Vorderradbremsszylindern 240, 242 und dem hinteren Teilsystem mit den zwei Hinterradbremsszylindern 320, 322 besteht, ein Bremssystem vom Typ diagonales Bremssystem, das aus einem ersten Teilsystem mit den zwei Radbremsszylindern 240, 322 für das linke Vorderrad FL und das rechte Hinterrad RR und einem zweiten Teilsystem mit den Radbremsszylindern 242, 320 für das rechte Vorderrad FR und das linke Hinterrad RL besteht.

Die Software-Anordnung dieser achten Ausführungsform ist gleich der der siebten Ausführungsform und es ist daher davon keine Beschreibung notwendig.

Es wird anschließend eine neunte Ausführungsform der Erfindung beschrieben.

Die Hardware-Anordnung dieser neunten Ausführungsform, die in Fig. 33 gezeigt ist, ist gleich der der siebten Ausführungsform der Fig. 30, in der das Bremssystem aus den vorderen und hinteren Teilsystemen besteht. Die neunte Ausführungsform unterscheidet sich jedoch von der siebten Ausführungsform darin, daß für jedes Teilsystem nur ein Drucksteuerventil 70 und nur eine Pumpe 74 verwendet werden und darin, daß die Zweiwegeventile und die Druckentlastungsventile 304 als die Strömungssteuerventile wie in der fünften Ausführungsform verwendet werden.

Die Software-Anordnung der zehnten Ausführungsform ist gleich der der siebten Ausführungsform und es ist daher davon keine Beschreibung notwendig.

Es wird nun eine elfte Ausführungsform dieser Erfindung beschrieben, die in vielen Aspekten mit der ersten Ausführungsform identisch ist. Es werden in der elften Ausführungsform die gleichen Bezugszeichen verwendet, die in der ersten Ausführungsform verwendet worden sind, um das entsprechende Bauteil zu kennzeichnen. Es werden nur die für die elfte Ausführungsform charakteristischen Bauteile beschrieben.

Anders als in der ersten Ausführungsform verwendet das vorliegende Bremssystem anstelle des Drucksteuerventils 70 das Zweiwegeventil 350, wie es in den Fig. 35 und 36 gezeigt ist. Das Zweiwegeventil 350 weist eine Magnetspule 352 auf (siehe Fig. 36) und befindet sich in einem erregten Zustand der Spule 352 in einer ersten oder offenen Stellung und in einem nicht erregten Zustand der Spule 352 in einer zweiten oder geschlossenen Stellung. Es ist ein Druckentlastungsventil 354 vorgesehen, um das Zweiwegeventil 350 zu umgehen, so daß ein übermäßiger Anstieg des Förderdruckes der Pumpe 74 im Vergleich zu dem Hauptbremsszylinderdruck  $P_M$  verhindert wird.

In der vorliegenden elften Ausführungsform ist auch eine Drossel 360 zum Umgehen des Zweiwegeventils 350 vorgesehen. Wenn das Zweiwegeventil 350 geschlossen ist, arbeitet die Drossel 360 so, daß zwischen dem Druck in dem

Hauptbremsszylinder 14 und den Drücken in den Radbremsszylindern 60 eine Differenz erzeugt wird, wobei die Differenz von dem Förderdruck der Pumpe 74 abhängt. Die Drossel 360 hat noch die weitere Funktion, nämlich daß sie einen bestimmten Grad der Fluidverbindung zwischen dem Hauptbremsszylinder 14 und den Radbremsszylindern 60 aufrechterhält.

Wenn die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik aufgrund eines Abfallens der Bremsbetätigungskraft  $f$  unnötig geworden ist, wird die Pumpe 74 ausgeschaltet und das Zweiwegeventil 350 geöffnet, um die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik zu beenden. Weil das Zweiwegeventil 350 theoretisch offen ist, wenn die Drücke in den Radbremsszylindern 60 gleich dem Druck in dem Hauptbremsszylinder 14 geworden ist, vibriert beim Öffnen des Zweiwegeventils 350 das Bremspedal 10 wegen der Druckdifferenz zwischen dem Hauptbremsszylinderdruck und den Radbremsszylinderdrücken nicht. Tatsächlich ist jedoch das Zweiwegeventil 350 offen, während die Druckdifferenz noch vorhanden ist. Wenn die Drossel 360 nicht vorhanden wäre, würde das Bremspedal möglicherweise vibrieren, wenn das Zweiwegeventil 350 plötzlich aus der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird. Die Vibration des Bremspedales 10 aufgrund der Beendigung der Steuerung der Bremswirkungscharakteristik kann eingeschränkt werden, wobei das Zweiwegeventil langsam geöffnet wird, wobei sein Betriebsverhältnis allmählich geändert wird. Die Steuerung des Betriebsverhältnisses des Zweiwegeventils 350 kann jedoch dazu führen, daß die Vibration des Bremspedales 10 länger dauert. Bei irgendeiner Geschwindigkeit ist es wahrscheinlich, daß das Bremspedal 10 bei der Beendigung der Steuerung der Bremswirkungscharakteristik, d. h. beim Öffnen des Zweiwegeventils 350 vibriert, wenn die Drossel 360 nicht vorhanden ist.

Bei dem Bremssystem der elften Ausführungsform, worin die Drossel 360 vorgesehen ist, die das Zweiwegeventil 350 umgeht, wird die Pumpe 74 derartig gesteuert, daß die Differenz zwischen dem Hauptbremsszylinderdruck und den Radbremsszylinderdrücken unmittelbar dann verringert wird, bevor die Steuerung der Bremswirkungscharakteristik beendet ist, d. h., wenn die Fördermenge der Pumpe 74 nicht so groß ist. Demgemäß verursacht ein plötzliches Schalten des Zweiwegeventils 350 von der geschlossenen Stellung in die offene Stellung keine bedeutende Druckdifferenz zwischen dem Hauptbremsszylinder 14 und den Radbremsszylindern 60, wenn das Zweiwegeventil 350 in seine offene Stellung gebracht wird. Somit kann die Vibration des Bremspedales 10 effektiv verhindert werden. Die vorliegende Anordnung ist zudem dafür wirksam, daß der Rückschlagabstand des Bremspedales 10 durch die Druckdifferenz und eines Betrages, mit dem das Fahrzeugabbremsen aufgrund einer plötzlichen Verringerung der Radbremsszylinderdrücke verringert wird, verringert wird.

Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik gemäß der vorliegenden elften Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 37 gezeigt.

Die Routine startet mit Schritt S151, um zu bestimmen, ob das Bremspedal 10 gedrückt worden ist. Wenn in Schritt S151 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S152 fort, um auf der Grundlage des Ausgangssignales des Sensors 202 des Hauptbremsszylinderdruckes den Hauptbremsszylinderdruck  $P_M$  zu erfassen. Anschließend wird Schritt S153 durchgeführt, um zu bestimmen, ob der erfaßte Hauptbremsszylinderdruck  $P_M$  höher als der oben erwähnte Referenzwert  $P_{MO}$  in Bezug auf Schritt S2 der Fig. 8 ist. Wenn in Schritt S153 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S154 fort, um auf der Grund-

lage des erfaßten Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  eine Soll-druckdifferenz  $\Delta P$  zwischen  $P_M$  und  $P_B$  zu bestimmen. Auf den Schritt S154 folgt der Schritt S155, um eine Sollfördermenge  $Q$  der Pumpe 74 zum Erzielen der Soll-druckdifferenz  $\Delta P$  zu bestimmen. Diese Bestimmung der Sollfördermenge  $Q$  wird auf der Grundlage der bestimmten Soll-druckdifferenz  $\Delta P$  und gemäß einem bestimmten Verhältnis zwischen der Soll-druckdifferenz  $\Delta P$  und der Sollfördermenge  $Q$  bewirkt, wobei das Verhältnis in dem ROM der elektrischen Steuereinheit 200 gespeichert ist, wie es in der graphischen Darstellung der Fig. 38 als Beispiel gezeigt ist. Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S156 fort, um eine Sollbetriebsdrehzahl  $N$  des Pumpenmotors 210 zum Ermitteln der bestimmten Sollfördermenge  $Q$  zu bestimmen. Diese Bestimmung der Sollbetriebsdrehzahl  $N$  wird auf der Grundlage der Sollfördermenge  $Q$  und gemäß einem bestimmten Verhältnis zwischen der Sollfördermenge  $W$  und der Sollbetriebsdrehzahl  $N$  bewirkt, wobei das Verhältnis in dem ROM gespeichert ist. Auf den Schritt S156 folgt der Schritt S157, um die Magnetspule des Zweigeventils 350 auf EIN zu schalten, um dadurch das Ventil 350 zu öffnen. Auf den Schritt S157 folgt der Schritt S158, um die Magnetspule des Zuflußsteuerventils 132 auf EIN zu schalten, um dadurch das Ventil 132 zu öffnen. Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S159 fort, um den Pumpenmotor 210 auf EIN zu schalten, so daß die tatsächliche Betriebsdrehzahl  $N$  des Pumpenmotors 210 mit dem Sollwert übereinstimmt. Anschließend ist ein Durchlauf der Routine der Fig. 37 beendet.

Wenn in Schritt S151 oder in Schritt S153 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit S160 fort, um die Spule 352 des Zweigeventils 250 auf AUS zu schalten, um dadurch das Ventil 350 zu schließen, und er fährt anschließend mit Schritt S151 fort, um die Spule des Zuflußsteuerventils 132 auf AUS zu schalten, um dadurch das Ventil 132 zu schließen. Anschließend wird der Schritt S162 durchgeführt, um den Pumpenmotor 210 auf AUS zu schalten.

Es ist ersichtlich, daß das Vorhandensein der Drossel 360 zum Verbinden der Radbremszylindern 60 mit dem Hauptbremszylinder 14 eine sehr starke Vibration des Bremspedales 10 aufgrund des Schaltens des Zweigeventils 350 von seiner geschlossenen Stellung in seine offene Stellung zum Beenden der Steuerung der Bremswirkungscharakteristik verhindert, was bei der Verwendung des Zweigeventils 350 verursacht wird, das, wenn es in die geschlossene Stellung geschaltet wird, den Hauptbremszylinder 14 vollständig von den Radbremszylindern 60 trennt.

Wenn das Zweigeventil 350 aus einem Grund geschlossen wird oder wenn es nicht geschlossen werden soll, können die Drücke in den Radbremszylindern 60 während der Betätigung einer Bremse verringert werden und die Betätigung der Bremse kann beendet werden, wobei die Drossel 360 vorhanden ist, die das Strömen des Fluids in die entgegengesetzten Richtungen zwischen dem Hauptbremszylinder 14 und den Radbremszylindern 60 gestattet. Somit ist die Drossel 360 auch in dem Fall störungssicher, in dem eine Funktionsstörung des Zweigeventils 350 auftritt, und sie verbessert die Betriebszuverlässigkeit des Bremssystems.

Bei dem vorliegenden Bremssystem wird die Differenz zwischen dem Druck in dem Hauptbremszylinder 14 und den Drücken in den Radbremszylindern 60 während der Steuerung der Bremswirkungscharakteristik kontinuierlich gesteuert, wobei das Zweigeventil 350 in der geschlossenen Stellung gehalten wird. Diese Anordnung ist dafür wirksam, daß ein häufiges Ein- und Ausschalten des Zweigeventils verhindert wird und daß die Belastung auf dieses Ventil 350 verringert wird, während die Software-Anord-

nung zum Steuern des Ventils 350 vereinfacht ist. Aus der obigen Beschreibung ist es ersichtlich, daß die Pumpe 220 als Druckerhöhungseinrichtung vom Typ dient und daß das Zweigeventil 350 als ein Fluidströmungssteuerventil dient, während die Drossel 360 als eine Strömungseinschränkungseinrichtung dient.

Anschließend wird die zwölfte Ausführungsform dieser Erfindung beschrieben. Diese Ausführungsform ist in der Hardware-Anordnung mit der ersten Ausführungsform identisch und sie unterscheidet sich von der ersten Ausführungsform nur in der Software-Anordnung. Es wird daher nur die Software-Anordnung dieser zwölften Ausführungsform im Detail beschrieben.

Die Routine zum Steuern der Bremswirkungscharakteristik gemäß der vorliegenden zwölften Ausführungsform ist in dem Flußdiagramm der Fig. 39 dargestellt.

Die Routine der Fig. 39 wird mit Schritt S201 gestartet, um den Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  (der die von dem Bediener gewünschte Bremswirkung oder Bremskraft darstellt) auf der Grundlage des Ausgangssignales des Sensors 202 des Hauptbremszylinderdruckes zu erfassen. Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S202 fort, um zu bestimmen, ob der erfaßte Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  höher ist als der Referenzwert  $P_{MO}$ , der dem Übergangspunkt PC des Verstärkungsverhältnisses des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 entspricht. Der Referenzwert  $P_{MO}$  kann jedoch dem Verstärkungsgrenzwert PL entsprechen. Wenn in Schritt S202 eine positive Entscheidung (JA) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S203 fort, um den elektrischen Strom I, der zu der Spule 84 des Drucksteuerventils 70 geleitet wird, auf der Grundlage des erfaßten Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  und gemäß einem Verhältnis zwischen dem Hauptbremszylinderdruck  $P_M$  und dem elektrischen Strom I zu bestimmen. Dieses Verhältnis, das in dem ROM gespeichert ist, wird derartig bestimmt, daß sich der Radbremszylinderdruck  $P_B$  ungeachtet der Betriebscharakteristik des Unterdruck-Bremskraftverstärkers 12 linear mit Bremsbetätigungskraft  $F$  ändert.

Anschließend wird Schritt S204 durchgeführt, um einen Änderungsgradienten bzw. eine Änderungsrate des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  (einen Änderungsgradienten der von dem Bediener gewünschten Bremskraft) zu berechnen. Es ist im Detail beschrieben, daß dieser Änderungsgradient dadurch erzielt werden kann, daß ein Wert  $P_{M(n-1)}$  des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$ , der in dem letzten Steuerdurchlauf erfaßt worden ist, von einem Wert  $P_{M(n)}$ , der in dem Schritt S201 in dem gegenwärtigen Steuerdurchlauf erfaßt worden ist, subtrahiert wird und daß die erzielte Differenz  $P_{M(n)} - P_{M(n-1)}$  durch eine Durchlaufzeit  $\Delta t$  der gegenwärtigen Routine dividiert wird. Der Absolutwert des erzielten Quotienten stellt den Änderungsgradienten des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  dar. Auf den Schritt S204 folgt der Schritt S205, um das Betriebsverhältnis der Antriebsspannung, die an den Pumpenmotor 210 angelegt wird, auf der Grundlage des berechneten Änderungsgradienten des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  und gemäß einem bestimmten Verhältnis zwischen dem Änderungsgradienten und dem Betriebsverhältnis zu bestimmen, wobei das Verhältnis in dem ROM gespeichert ist. Dieses Verhältnis wird derartig bestimmt, daß das Betriebsverhältnis mit einem Anstieg des Änderungsgradienten des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  ansteigt.

Anschließend fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S206 fort, um den bestimmten elektrischen Strom I zu der Spule 84 des Drucksteuerventils zu leiten, und er fährt mit Schritt S207 fort, um die Spule des Zuflußsteuerventils 132 einzuschalten. Auf den Schritt S207 folgt der Schritt S208, um den Pumpenmotor 210 bei dem bestimmten Betriebsver-

hältnis zu betätigen. Als Ergebnis steigt der Anstiegsgradient der Fördermenge der Pumpe 74, d. h. der Anstiegsgradient des Radbremszylinderdruckes  $P_B$  mit einem Anstieg des Änderungsgradienten des Hauptbremszylinderdruckes  $P_M$  an. Somit ist ein Durchlauf der Routine der Fig. 39 beendet.

Wenn in Schritt S202 eine negative Entscheidung (NEIN) erzielt wird, fährt der Steuerprogrammablauf mit Schritt S209 fort, um die Spule 84 des Drucksteuerventils 70 auf AUS zu schalten, und er fährt anschließend mit Schritt S210 fort, um die Spule des Zuflußsteuerventils 132 auf AUS zu schalten. Auf den Schritt S210 folgt der Schritt S211, um den Pumpenmotor 210 auf AUS zu schalten. Somit ist ein Durchlauf der Routine beendet.

Während die gegenwärtig bevorzugten Ausführungsformen dieser Erfindung in Bezug auf die beigefügten Zeichnungen, die oben im Detail beschrieben worden sind, ist es so zu verstehen, daß die vorliegende Erfindung Ausführungsformen mit verschiedenen Änderungen und Verbesserungen haben kann, die für einen Fachmann ersichtlich werden, ohne daß der Schutzzumfang der Erfindung, wie er durch die beigefügten Ansprüche definiert ist, verlassen wird.

Es ist daher ein Fahrzeugbremsssystem vorgesehen, das folgendes aufweist: einen Unterdruck-Bremskraftverstärker zum Übertragen einer verstärkten Bremsbetätigungskraft zu einem Hauptbremszylinder, so daß das Verstärkungsverhältnis auf einen festen Übergangspunkt verringert wird, bevor der Verstärkungsgrenzpunkt erreicht wird; eine Bremse mit einem Radbremszylinder, der durch einen Fluidkanal mit dem Hauptbremszylinder verbunden ist, der als eine erste Hydraulikdruckquelle dient, um ein Rad zu bremsen; und eine Druckerhöhungseinrichtung mit einer zweiten Hydraulikdruckquelle, die mit dem Fluidkanal verbunden ist, und worin die Druckerhöhungseinrichtung einen Druckerhöhungsbetrieb dann startet, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist, so daß der Radbremszylinderdruck unter Verwendung der zweiten Hydraulikdruckquelle so ansteigt, daß er höher ist als der Hauptbremszylinderdruck.

#### Patentansprüche

1. Bremsssystem zum Bremsen eines Rades (FL, FR, RL, RR) eines Kraftfahrzeuges, mit:  
einem Bremsbetätigungsbauteil (10);  
einem Hauptbremszylinder (14), der als eine erste Hydraulikdruckquelle arbeitet, um auf der Grundlage einer Eingangskraft einen Hydraulikdruck zu erzeugen;  
einem Unterdruck-Bremskraftverstärker (12), der eine mit einer Unterdruckquelle verbundene Unterdruckkammer (27) und eine Kammer (28) mit veränderlichem Druck, die mit der Unterdruckkammer und einer Atmosphäre wahlweise verbunden ist, aufweist, wobei der Unterdruck-Bremskraftverstärker eine Betätigungskraft ( $f$ ) des Bremsbetätigungsbauteils auf der Grundlage einer Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck verstärkt und die verstärkte Betätigungskraft zu dem Hauptbremszylinder überträgt, wobei der Unterdruck-Bremskraftverstärker einen Übergangspunkt (PC) aufweist, an dem ein Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers verringert wird, während die Bremsbetätigungskraft ansteigt, bevor ein Verstärkungsgrenzpunkt (PL) erreicht wird, an dem der Bremskraftverstärker nicht betriebsbereit ist, um seine Verstärkungsfunktion durchzuführen, wobei der Übergangspunkt unabhängig von einer Druckänderung in der Unterdruckkammer unverändert gehalten wird;

2. Bremsssystem nach Anspruch 1, das so aufgebaut ist, daß eine Ausgabe ( $P_M$ ) des Unterdruck-Bremskraftverstärkers, die dem Übergangspunkt (PC) entspricht, geringer ist als die Ausgabe, die dem Verstärkungsgrenzpunkt (PL) entspricht, wenn der Druck in der Unterdruckkammer (27) gleich einem unteren Grenzwert ( $PL_{LO}$ ) eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

3. Bremsssystem nach Anspruch 1 oder 2, das so angeordnet ist, daß das Kraftfahrzeug bei einem Bremswert, der nicht niedriger ist als ein maximaler Bremswert, während eines normalen Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils gebremst wird, falls der Verstärkungsgrenzpunkt (PL) des Unterdruck-Bremskraftverstärkers während des Druckerhöhungsbetriebes erreicht wird, wenn der Druck in der Unterdruckkammer (27) gleich einem unteren Grenzwert ( $PL_{LO}$ ) eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

4. Bremsssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 3, worin die Druckerhöhungseinrichtung (220) folgendes aufweist: (a) einen Sensor zum Erfassen einer eine Betätigungskraft betreffenden Größe ( $P_M$ ), die sich auf die Bremsbetätigungskraft ( $f$ ) bezieht, und (b) eine Druckerhöhungseinrichtung (200, S2; S23; S73; S123; S153; S202), um der Druckerhöhungseinrichtung (220) den Befehl zu erteilen, den Druckerhöhungsbetrieb dann zu starten, wenn die eine Betätigungskraft betreffende Größe ( $P_M$ ), die von dem Sensor erfaßt worden ist, auf einen Wert angestiegen ist, der dem Übergangspunkt (PC) des Unterdruck-Bremskraftverstärkers entspricht.

5. Bremsssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker ein erstes Verstärkungsverhältnis (RSB1), bei dem die Betätigungskraft des Bremsbetätigungsbauteils (10) solange verstärkt wird, bis die Betätigungskraft auf den Übergangspunkt (PC) angestiegen ist, und ein zweites Verstärkungsverhältnis (RSB2) aufweist, das geringer ist als das erste Verstärkungsverhältnis und bei dem die Betätigungskraft verstärkt wird, während die Betätigungskraft von dem Übergangspunkt auf den Verstärkungsgrenzpunkt (PL) ansteigt.

6. Bremsssystem nach Anspruch 5, worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker (12) folgendes aufweist: ein Gehäuse (25);  
eine Eingangsstange (30, 34), die mit dem Bremsbetätigungsbauteil verbunden ist und durch einen Fluidkanal angelegt wird, um das Rad zu bremsen; und  
eine Druckerhöhungseinrichtung (220), die eine zweite Hydraulikdruckquelle (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, welche mit dem Fluidkanal verbunden ist, wobei die Druckerhöhungseinrichtung unter Verwendung der zweiten Hydraulikdruckquelle einen Druckerhöhungsbetrieb durchführt, um einen hydraulischen Druck in dem Radbremszylinder derartig zu erhöhen, daß der erhöhte hydraulische Druck in dem Radbremszylinder höher ist als der durch den Hauptbremszylinder erzeugte Druck, wobei die Druckerhöhungseinrichtung den Druckerhöhungsbetrieb dann startet, wenn die Bremsbetätigungskraft auf den Übergangspunkt angestiegen ist.

7. Bremsssystem nach Anspruch 6, das so aufgebaut ist, daß eine Ausgabe ( $P_M$ ) des Unterdruck-Bremskraftverstärkers, die dem Übergangspunkt (PC) entspricht, geringer ist als die Ausgabe, die dem Verstärkungsgrenzpunkt (PL) entspricht, wenn der Druck in der Unterdruckkammer (27) gleich einem unteren Grenzwert ( $PL_{LO}$ ) eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

8. Bremsssystem nach Anspruch 7, das so angeordnet ist, daß das Kraftfahrzeug bei einem Bremswert, der nicht niedriger ist als ein maximaler Bremswert, während eines normalen Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils gebremst wird, falls der Verstärkungsgrenzpunkt (PL) des Unterdruck-Bremskraftverstärkers während des Druckerhöhungsbetriebes erreicht wird, wenn der Druck in der Unterdruckkammer (27) gleich einem unteren Grenzwert ( $PL_{LO}$ ) eines erwarteten Änderungsbereichs des Druckes in der Unterdruckkammer ist.

tigungsbauteil (10) in Wirkverbindung steht;  
 einen Arbeitskolben (26), der in dem Gehäuse axial beweglich angeordnet ist und mit dem Gehäuse derartig in Wirkverbindung steht, daß die Unterdruckkammer (27) und die Kammer (28) mit veränderlichem Druck ausgebildet werden, wobei der Arbeitskolben durch die Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck axial bewegt wird;  
 einen Ventilmechanismus (42), um auf der Grundlage einer relativen axialen Bewegung des Arbeitskolbens und der Eingangsstange die Kammer mit veränderlichem Druck wahlweise mit der Unterdruckkammer und der Atmosphäre zu verbinden;  
 eine Ausgangsstange (32), um eine Betätigungskraft des Arbeitskolbens auf einen Druckkolben des Hauptbremszylinders zu übertragen; und  
 eine elastische Reaktionsscheibe (36), die derartig angeordnet ist, daß der Arbeitskolben und die Eingangsstange die Reaktionsscheibe in einer der entgegengesetzten axialen Richtungen des Unterdruck-Bremskraftverstärkers berühren, während die Ausgangsstange die Reaktionsscheibe in der anderen axialen Richtung berührt, und  
 worin einer der entgegengesetzten Endabschnitte der Eingangsstange, an dem die Eingangsstange die Reaktionsscheibe berührt, aus zwei Abschnitten besteht, von welchen ein Abschnitt (38) angrenzend an die Reaktionsscheibe angeordnet ist und einen ersten Querschnittsbereich aufweist und der andere Abschnitt entfernt liegend von der Reaktionsscheibe angeordnet ist und einen zweiten Querschnittsbereich aufweist, der größer ist als der erste Querschnittsbereich.

7. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, worin das Verstärkungsverhältnis des Unterdruck-Bremskraftverstärkers (12) kontinuierlich verringert wird, während die Betätigungskraft (f) des Bremsbetätigungsbauteils (10) ansteigt und worin der Übergangspunkt (PC) dann erreicht wird, wenn das Verstärkungsverhältnis auf einen Wert verringert worden ist, der ungleich null ist.

8. Bremssystem nach Anspruch 7, worin der Unterdruck-Bremskraftverstärker (12) folgendes aufweist:  
 ein Gehäuse (25);  
 eine Eingangsstange (30, 34), die mit dem Bremsbetätigungsbauteil (10) in Wirkverbindung steht;  
 einen Arbeitskolben (26), der in dem Gehäuse axial beweglich angeordnet ist und mit dem Gehäuse derartig in Wirkverbindung steht, daß die Unterdruckkammer (27) und die Kammer (28) mit veränderlichem Druck ausgebildet werden, wobei der Arbeitskolben durch die Differenz zwischen den Drücken in der Unterdruckkammer und der Kammer mit veränderlichem Druck axial bewegt wird;  
 einen Ventilmechanismus (42), um auf der Grundlage einer relativen axialen Bewegung des Arbeitskolbens und der Eingangsstange die Kammer mit veränderlichem Druck wahlweise mit der Unterdruckkammer und der Atmosphäre zu verbinden;  
 eine Ausgangsstange (32), um eine Betätigungskraft des Arbeitskolbens auf einen Druckkolben des Hauptbremszylinders zu übertragen; und  
 eine elastische Reaktionsscheibe (36), die derartig angeordnet ist, daß der Arbeitskolben und die Eingangsstange die Reaktionsscheibe in einer der entgegengesetzten axialen Richtungen des Unterdruck-Bremskraftverstärkers berühren, während die Ausgangsstange die Reaktionsscheibe in der anderen axialen

Richtung berührt, und  
 worin einer der entgegengesetzten Endabschnitte der Eingangsstange, an dem die Eingangsstange die Reaktionsscheibe berührt, einen Querschnittsbereich aufweist, der in einer axialen Richtung der Eingangsstange von einem der entgegengesetzten Endabschnitte zu dem anderen Endabschnitt kontinuierlich zunimmt.

9. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 74, 200; 70, 326, 328, 200; 74, 350, 200) vom Typ Pumpe ist, wobei sie ein in dem Fluidkanal (64, 72; 254, 262) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70; 350) und eine Pumpe (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72; 262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (60; 240, 242; 320, 322) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, damit der Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau ansteigt, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptzylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids wenigstens in eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet.

10. Bremssystem nach Anspruch 9, das zudem eine Strömungseinschränkungseinrichtung (360) aufweist, die das Fluidströmungssteuerventil (350) umgeht.

11. Bremssystem nach Anspruch 10, worin das Fluidströmungssteuerventil ein magnetisch betätigtes Zwewegeventil (350) aufweist, das eine offene Stellung und eine geschlossene Stellung aufweist.

12. Bremssystem nach Anspruch 11, worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem eine Zwewegeventilsteuereinrichtung (200, S157, S160) aufweist, um das Zwewegeventil (350) normalerweise in der offenen Stellung zu halten, wobei das Zwewegeventil von der offenen Stellung in die geschlossene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb durch die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe gestartet wird, und wobei das Zwewegeventil von der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb beendet ist.

13. Bremssystem nach Anspruch 10, worin das Fluidströmungssteuerventil ein magnetisch betätigtes Zwewegeventil (350) aufweist, das eine offene Stellung und eine geschlossene Stellung aufweist, und worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe folgendes aufweist: (a) eine Zwewegeventilsteuereinrichtung (200, S157, S160), um das Zwewegeventil normalerweise in der offenen Stellung zu halten, wobei das Zwewegeventil von der offenen Stellung in die geschlossene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb durch die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe gestartet wird, und wobei das Zwewegeventil von der geschlossenen Stellung in die offene Stellung geschaltet wird, wenn der Druckerhöhungsbetrieb beendet ist, und (b) eine Pumpenfördermengen-Steuereinrichtung (200, S154-S156), um eine Fördermenge (Q) der Pumpe (74) zu steuern, damit eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids durch die Strömungseinschränkungseinrichtung (360) gesteuert wird, um dadurch eine Differenz zwischen den Drücken in dem Hauptbremszylinder (14) und dem Radbremszylinder (60) variabel zu steuern.

14. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 13, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhö-

hungerhöhungseinrichtung (70; 74; 250, 252; 326, 328) vom Typ Pumpe ist, die ein Drucksteuerventil (70) aufweist, das in dem Fluidkanal (64, 72; 254, 262) vorgesehen ist und folgendes aufweist: (a) ein Ventilbauteil (80) und einen Ventilsitz (82), die voneinander getrennt angeordnet sind, so daß ein Arbeitsfluid von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder strömen kann, wenn eine Druckdifferenz, die die Differenz aus dem Druck in dem Radbremszylinder und dem Druck in dem Hauptbremszylinder ist, größer ist als ein bestimmter Grenzwert, wobei das Ventilbauteil und der Ventilsitz miteinander fluiddicht in Verbindung stehen, so daß die Strömung des Arbeitsfluids unterbunden ist, wenn die Differenz nicht größer ist als der bestimmte Grenzwert, und (b) eine Druckdifferenzsteuereinrichtung (200, 84) zum Erzeugen einer Magnetkraft, um das Ventilbauteil und den Ventilsitz zueinander vorzuspannen und um die Magnetkraft kontinuierlich zu steuern, so daß sich die Druckdifferenz kontinuierlich ändert, die dann erhalten wird, wenn das Ventilbauteil und der Ventilsitz zwischen sich einen fluiddichten Kontakt eingehen, und worin die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem eine Pumpe (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72; 262) des Fluidkanals (64, 72; 254, 262) zwischen der Drucksteuereinrichtung und dem Radbremszylinder verbunden ist.

15. Bremssystem nach Anspruch 14, worin das Drucksteuerventil (70) zudem eine Deaktivierungseinrichtung (86) aufweist, um zu verhindern, daß das Ventilbauteil (80) und der Ventilsitz (82) miteinander fluiddicht in Verbindung gelangen, so daß dadurch die Drucksteuereinrichtung dann außer Betrieb gesetzt wird, wenn es nicht erforderlich ist, daß die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe betätigt wird, um den Druckerhöhungsbetrieb durchzuführen.

16. Bremssystem nach Anspruch 15, worin die Druckdifferenzsteuereinrichtung eine Magnetspule (84) aufweist und worin die Deaktivierungseinrichtung ein elastisches Bauteil (86) aufweist, um das Ventilbauteil und den Ventilsitz entgegengesetzt vorzuspannen.

17. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 16, worin die Druckerhöhungseinrichtung folgendes aufweist: (a) eine elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung (74, 110, 132, 250, 252; 74, 110, 132, 300), um den Druck in dem Radbremszylinder zu steuern, und (b) eine Pseudodruckhalteeinrichtung (200, S25-S27; 200, S105-S107) die dann betätigt wird, wenn es erforderlich ist, daß der Druck in dem Radbremszylinder auf einem gegenwärtig festgelegten Niveau gehalten werden soll, um die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung elektrisch derartig zu steuern, daß der Druck in dem Radbremszylinder gehalten wird, ohne daß ein Druckhalteventil, das den Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder trennt, und die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung verwendet werden.

18. Bremssystem nach Anspruch 17, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 74, 200) vom Typ Pumpe ist, die ein in dem Fluidkanal (64, 72; 254, 262) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70; 300) und eine Pumpe (74; 250, 252) aufweist, welche als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72; 262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (60; 240, 242) verbunden ist, wobei die Pumpe be-

tätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das des Druckes in dem Hauptbremszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, und worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Fluidströmungssteuerventil (70) und die Pumpe (74; 250, 252) aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung (200, S25-S27; 200, S105-S107) wenigstens entweder das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe steuert, um den Druck in dem Radbremszylinder zu halten.

19. Bremssystem nach Anspruch 18, worin die Pseudodruckhalteeinrichtung (200, S25-S27) den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei das Fluidströmungssteuerventil (70; 300) derartig gesteuert wird, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, und wobei die Pumpe in einem nicht betätigten Zustand gehalten wird.

20. Bremssystem nach Anspruch 18, worin die Pseudodruckhalteeinrichtung (200, S105-S107) den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei die Pumpe in einem betätigten Zustand gehalten wird und das Fluidströmungssteuerventil (70; 300) derartig gesteuert wird, daß das von der Pumpe geförderte Arbeitsfluid durch das Fluidströmungssteuerventil in den Hauptbremszylinder (14) strömt.

21. Bremssystem nach einem der Ansprüche 17 bis 20, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 74, 200; 70, 250, 252, 200) vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal (64, 72; 254, 262) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70; 300) und eine Pumpe (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72; 262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (60; 240; 242) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, wobei das Bremssystem zudem folgendes aufweist:

einen Behälter (108), der mit dem Radbremszylinder (60; 240, 242) verbunden ist;

ein Druckverringerungsventil (110), das zwischen dem Behälter und dem Radbremszylinder angeordnet ist und eine geschlossene Stellung, in der eine Strömung des Arbeitsfluids von dem Radbremszylinder zu dem Behälter unterbunden ist, und eine offene Stellung, in der das Arbeitsfluid strömen kann, aufweist, und worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Druckverringerungsventil, das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei wenigstens das Druckverringerungsventil, das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe elektrisch gesteuert wird.

22. Bremssystem nach Anspruch 21, worin die Pseudodruckhalteeinrichtung eine Einrichtung zum derartigen Steuern des Fluidströmungssteuerventils, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, zum Halten der Pumpe in einem betätigten Zustand und zum Öffnen des Druckverringerungsven-

tilen aufweist.

23. Bremssystem nach einem der Ansprüche 17 bis 22, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 74, 200; 70, 326, 328, 200) vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal (64, 72; 254, 262) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70; 300) und eine Pumpe (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckwelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72; 262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (60; 240, 242) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, wobei das Bremssystem zudem folgendes aufweist:

ein Zuflußsteuerventil (132), das mit einer Ansaugseite der Pumpe (74; 250, 252) verbunden ist und eine geschlossene Stellung, in der eine Strömung des Arbeitsfluids zu der Ansaugseite der Pumpe unterbunden ist, und eine offene Stellung, in der das Arbeitsfluid zu der Ansaugseite strömen kann, aufweist, so daß die Pumpe dadurch das Arbeitsfluid fördern kann, und worin die elektrisch betätigte Drucksteuereinrichtung das Zuflußsteuerventil, das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe aufweist und worin die Pseudodruckhalteeinrichtung den Druck in dem Radbremszylinder hält, wobei wenigstens das Zuflußsteuerventil, das Fluidströmungssteuerventil oder die Pumpe elektrisch gesteuert wird.

24. Bremssystem nach Anspruch 23, worin die Pseudodruckhalteeinrichtung eine Einrichtung zum derartigen Steuern des Fluidströmungssteuerventils, daß der Radbremszylinder von dem Hauptbremszylinder getrennt wird, zum Halten der Pumpe in einem betätigten Zustand und zum Schließen des Steuerventils aufweist.

25. Bremssystem nach einem der Ansprüche 17 bis 24, das zudem eine Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung (200, 204) aufweist, um den Druck in dem Radbremszylinder derartig zu steuern, daß ein übermäßiges Blockieren des Rades während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteiles (10) verhindert wird, und worin die Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung der Pseudodruckhalteeinrichtung (200, S25-S27; 200, S105-S107) den Befehl erteilt, daß sie den Druck in dem Radbremszylinder während eines Betriebes der Antiblockierbremsdrucksteuereinrichtung hält.

26. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 25, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 250, 252, 200; 70, 250, 252, 326, 328, 200) vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal (254) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70) und eine Pumpe (74; 250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (240, 242) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung des Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung zu dem Radbremszylinder zu

dem Hauptbremszylinder unterbindet, und worin eine Vielzahl von Radbremszylindern (240, 242; 320, 322) durch den Fluidkanal (254) mit einer Druckkammer des Hauptbremszylinders (14) verbunden ist und worin für jeden Radbremszylinder das Fluidströmungssteuerventil (70) und die Pumpe (250, 252; 326, 328) vorgesehen sind, so daß das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe für einen Radbremszylinder aus der Vielzahl der Radbremszylinder unabhängig von dem Fluidströmungssteuerventil und der Pumpe für einen anderen Radbremszylinder aus der Vielzahl der Radbremszylinder gesteuert werden können.

27. Bremssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 26, worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 250, 252, 200, S126) vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal (254) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70) und eine Pumpe (250, 252; 326, 328) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (262) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremszylinder (240, 242, 320, 322) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung des Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremszylinder zu dem Hauptbremszylinder unterbindet, und

worin das Kraftfahrzeug ein Vorderrad (FL, FR) und ein Hinterrad (RL, RR) aufweist und worin ein Vorderradbremsszylinder (240, 242) und ein Hinterradbremsszylinder (320, 322) vorgesehen sind, um das Vorderrad bzw. das Hinterrad zu bremsen, wobei der Vorderradbremsszylinder ein größeres Volumen aufweist als der Hinterradbremsszylinder, worin für jeden Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder das Fluidströmungssteuerventil (70) und die Pumpe (250, 252, 326, 328) vorgesehen sind, so daß das Fluidströmungssteuerventil und die Pumpe für jeden Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder unabhängig von dem Fluidströmungssteuerventil und der Pumpe für den anderen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder gesteuert werden können, wobei die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe eine Einrichtung (200, S126) zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten aufweist, um einen Druckanstiegsgradienten in jedem Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder derartig zu steuern, daß die Druckanstiegsgradienten in den Vorderrad- und Hinterradbremsszylindern unabhängig von einer Differenz zwischen den Volumina der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder gleich sind.

28. Bremssystem nach Anspruch 27, worin eine Vielzahl von magnetisch betätigten Strömungssteuerventilen (132) mit den Ansaugseiten der Pumpen (250, 252, 326, 328) für die jeweiligen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder (240, 242, 320, 322) wechselseitig unabhängig voneinander verbunden sind und worin die Einrichtung (200, S126) zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Vielzahl der magnetisch betätigten Strömungssteuerventile elektrisch derartig steuert, daß eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids in die Pumpe (250, 252) für den Vorderradbremsszylinder (240, 242) höher ist als eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids in die Pumpe (326, 328) für den Hinterradbremsszylinder (320, 322).

29. Bremssystem nach Anspruch 27, worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten

die Pumpen für die jeweiligen Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder (240, 242, 320, 322) elektrisch derartig steuert, daß eine Fördermenge der Pumpe (250, 252) des Vorderradbremsszylinders (240, 242) größer ist als eine Fördermenge der Pumpe (326, 328) des Hinterradbremsszylinders (320, 322).

30. Bremssystem nach Anspruch 27, worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Fluidströmungssteuerventile (70) der Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder elektrisch derartig gesteuert, daß eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids von der Pumpe (250, 252) des Vorderradbremsszylinders (240, 242) in den Hauptbremsszylinder (14) durch das Fluidströmungssteuerventil des Vorderradbremsszylinders geringer ist als eine Durchflußmenge des Arbeitsfluids von der Pumpe (326, 328) des Hinterradbremsszylinders (320, 322) in den Hauptbremsszylinder durch das Fluidströmungssteuerventil des Hinterradbremsszylinders.

31. Bremssystem nach Anspruch 27, worin die Einrichtung zum Steuern eines Druckanstiegsgradienten die Pumpen für die Vorderrad- und Hinterradbremsszylinder aufweist, wobei die Pumpe für den Vorderradbremsszylinder eine größere Fördermenge aufweist als die Pumpe für den Hinterradbremsszylinder, wenn die Pumpen mit der gleichen Geschwindigkeit in Betrieb gehalten werden.

32. Bremssystem zum Bremsen eines Rades eines Kraftfahrzeuges, mit:

einem Bremsbetätigungsbauteil (10);  
einem Hauptbremsszylinder (14), der als eine erste Hydraulikdruckquelle arbeitet, um auf der Grundlage einer Eingangskraft einen hydraulischen Druck zu erzeugen;  
einer Bremse (54), die einen Radbremsszylinder (60) aufweist, der durch einen Fluidkanal (64, 72) mit dem Hauptbremsszylinder verbunden ist und der durch einen hydraulischen Druck betätigt wird, der an ihn durch den Fluidkanal angelegt wird, um das Rad zu bremsen; und

einer Druckerhöhungseinrichtung, die eine zweite Hydraulikdruckquelle (74) aufweist, welche mit dem Fluidkanal verbunden ist, wobei die Druckerhöhungseinrichtung einen hydraulischen Druck in dem Radbremsszylinder erhöht, wobei die zweite Hydraulikdruckquelle verwendet wird, damit der erhöhte hydraulische Druck in dem Radbremsszylinder höher ist als der durch den Hauptbremsszylinder erzeugte Druck, und worin die Druckerhöhungseinrichtung eine Druckerhöhungseinrichtung (70, 74, 200, S201, S203-S206, S208) vom Typ Pumpe ist, welche ein in dem Fluidkanal (64) vorgesehenes Fluidströmungssteuerventil (70) und eine Pumpe (74) aufweist, die als die zweite Hydraulikdruckquelle arbeitet und ein Förderende aufweist, das mit einem Abschnitt (72) des Fluidkanals zwischen dem Fluidströmungssteuerventil und dem Radbremsszylinder (60) verbunden ist, wobei die Pumpe betätigt wird, um den Druck in dem Radbremsszylinder auf ein Niveau zu erhöhen, das höher ist als das Niveau des Druckes in dem Hauptbremsszylinder (14), während das Fluidströmungssteuerventil eine Strömung eines Arbeitsfluids in wenigstens eine Richtung von dem Radbremsszylinder zu dem Hauptbremsszylinder unterbindet,

wobei die Druckerhöhungseinrichtung vom Typ Pumpe zudem folgendes aufweist: (a) eine Einrichtung (200, S201, S203, S206) zum Bestimmen eines Soll-druckerhöhungsbetrages, um auf der Grundlage einer

durch einen Bediener des Kraftfahrzeuges gewünschten Bremswirkung einen Soll-druckerhöhungsbetrag zu bestimmen, durch den der Druck in dem Radbremsszylinder so gesteuert wird, daß er höher ist als der Druck in dem Hauptbremsszylinder, und (b) eine Betriebssteuereinrichtung (200, S201, S204, S205, S208), um ein Betriebsverhältnis der Pumpe auf der Grundlage eines Änderungsgradienten der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung zu steuern.

33. Bremssystem nach Anspruch 32, worin die von dem Bediener gewünschte Bremswirkung des Kraftfahrzeuges durch eine Größe dargestellt ist, die sich auf den Druck ( $P_M$ ) in dem Hauptbremsszylinder (14) während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils (10) bezieht.

34. Bremssystem nach Anspruch 32 oder 33, worin der Änderungsgradient der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung durch einen Änderungsgradienten von einer Größe dargestellt ist, die sich auf den Druck ( $P_M$ ) in dem Hauptbremsszylinder (14) während eines Betriebes des Bremsbetätigungsbauteils (10) bezieht.

36. Bremssystem nach einem der Ansprüche 32 bis 35, worin die Einrichtung zum Steuern eines Betriebsverhältnisses eine Einrichtung (200, S205) aufweist, um das Betriebsverhältnis der Pumpe zu bestimmen, so daß eine Fördermenge der Pumpe mit einem Anstieg des Änderungsgradienten der von dem Bediener gewünschten Bremswirkung ansteigt.

---

Hierzu 33 Seite(n) Zeichnungen

---

**THIS PAGE BLANK** (USPTO)

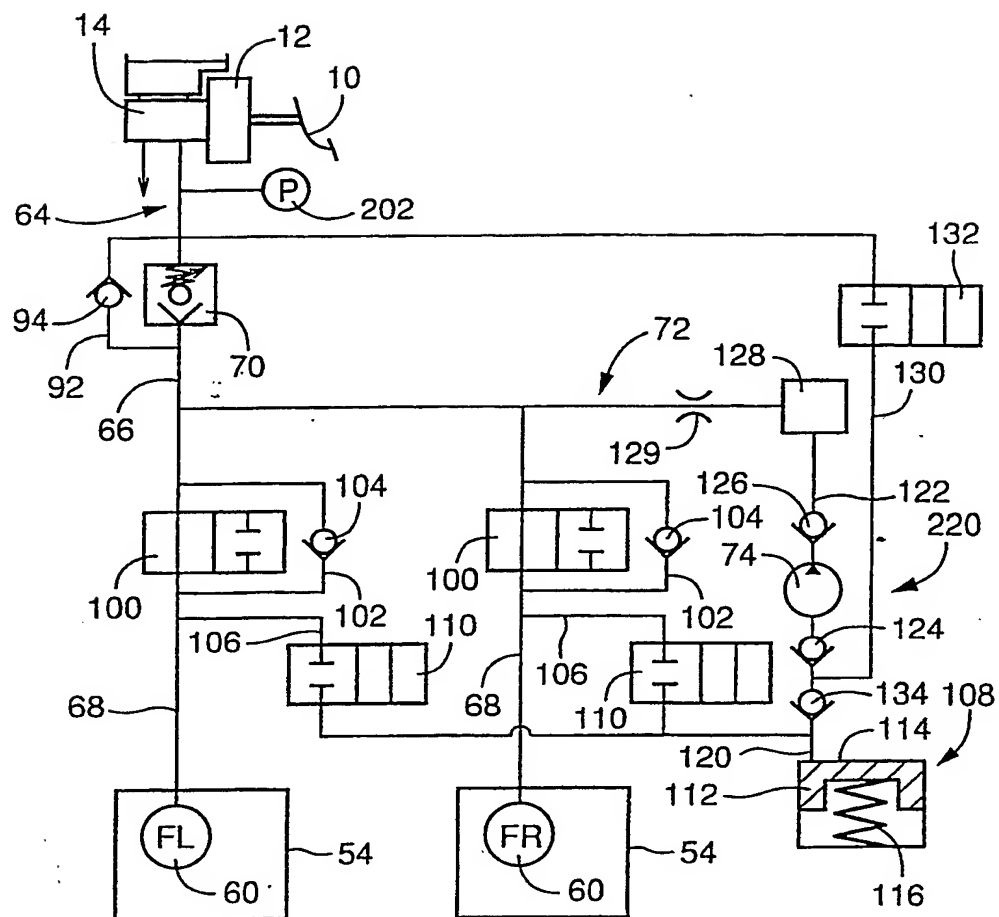


FIG. 1

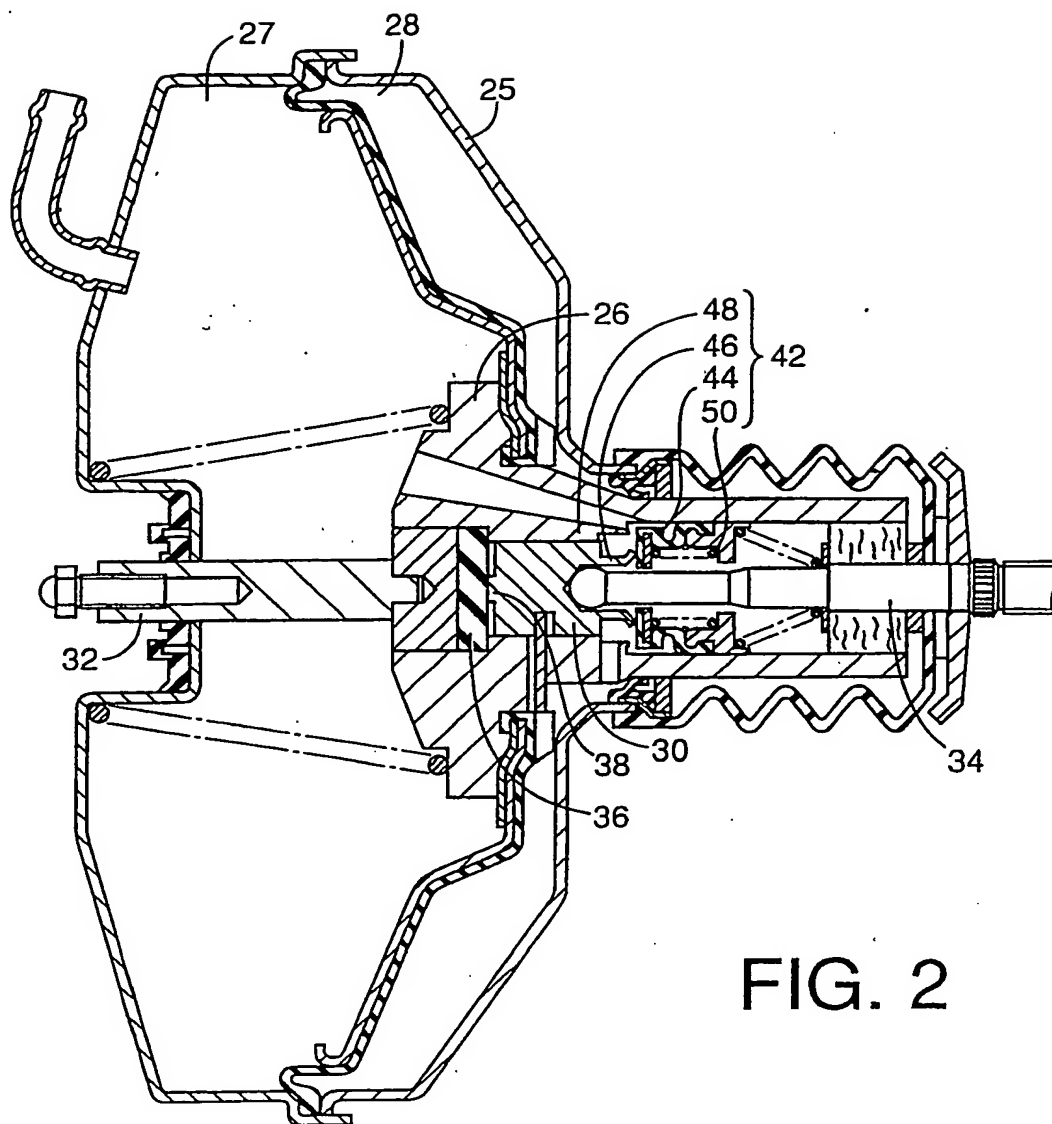


FIG. 3

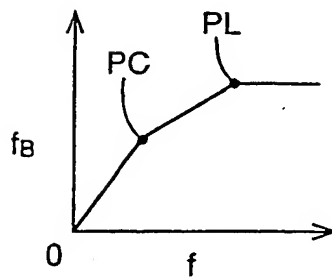


FIG. 4

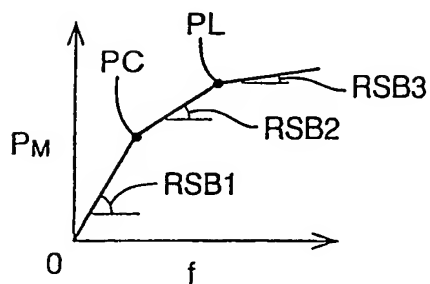


FIG. 5(a)

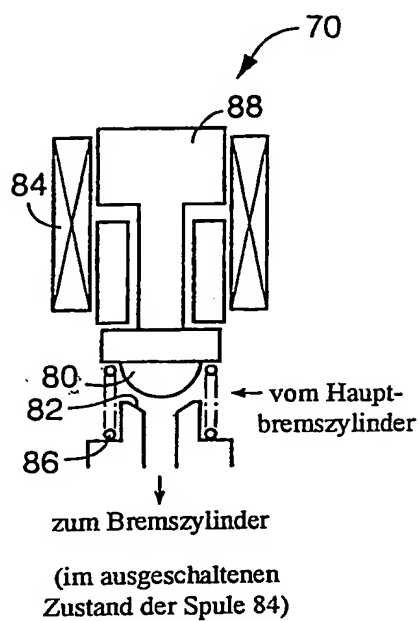


FIG. 5(b)

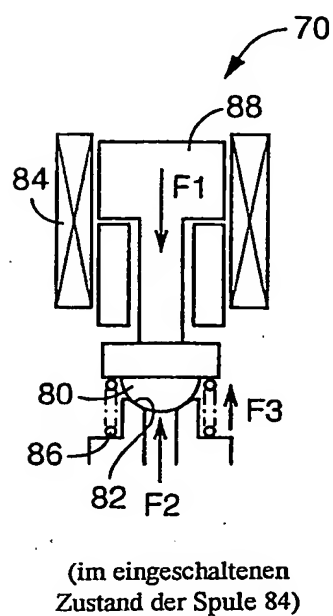
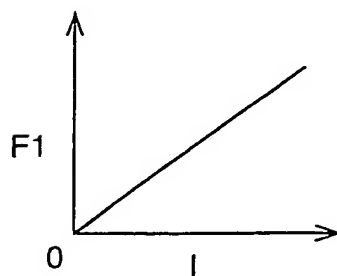


FIG. 6



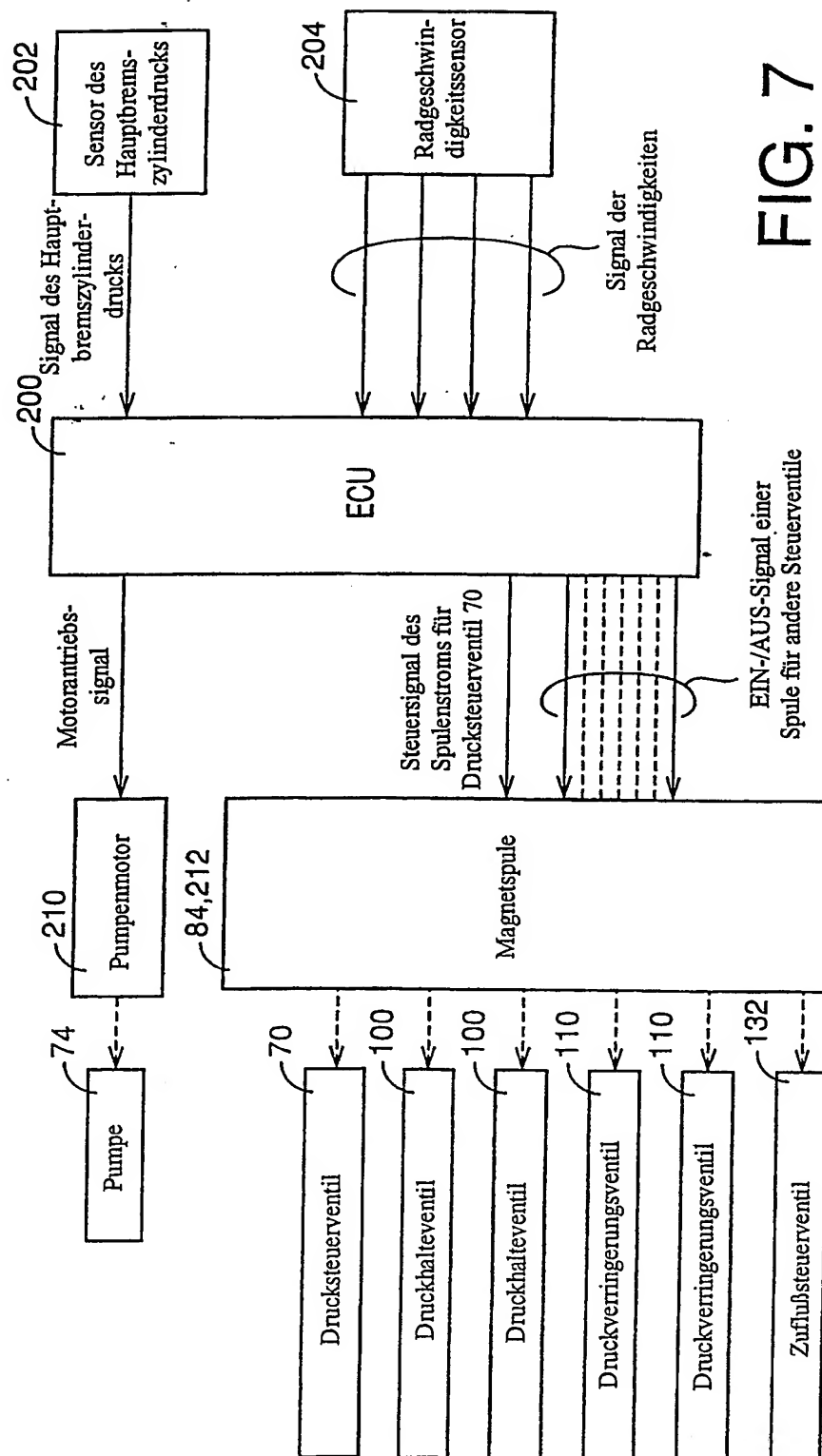


FIG. 7

## FIG. 8

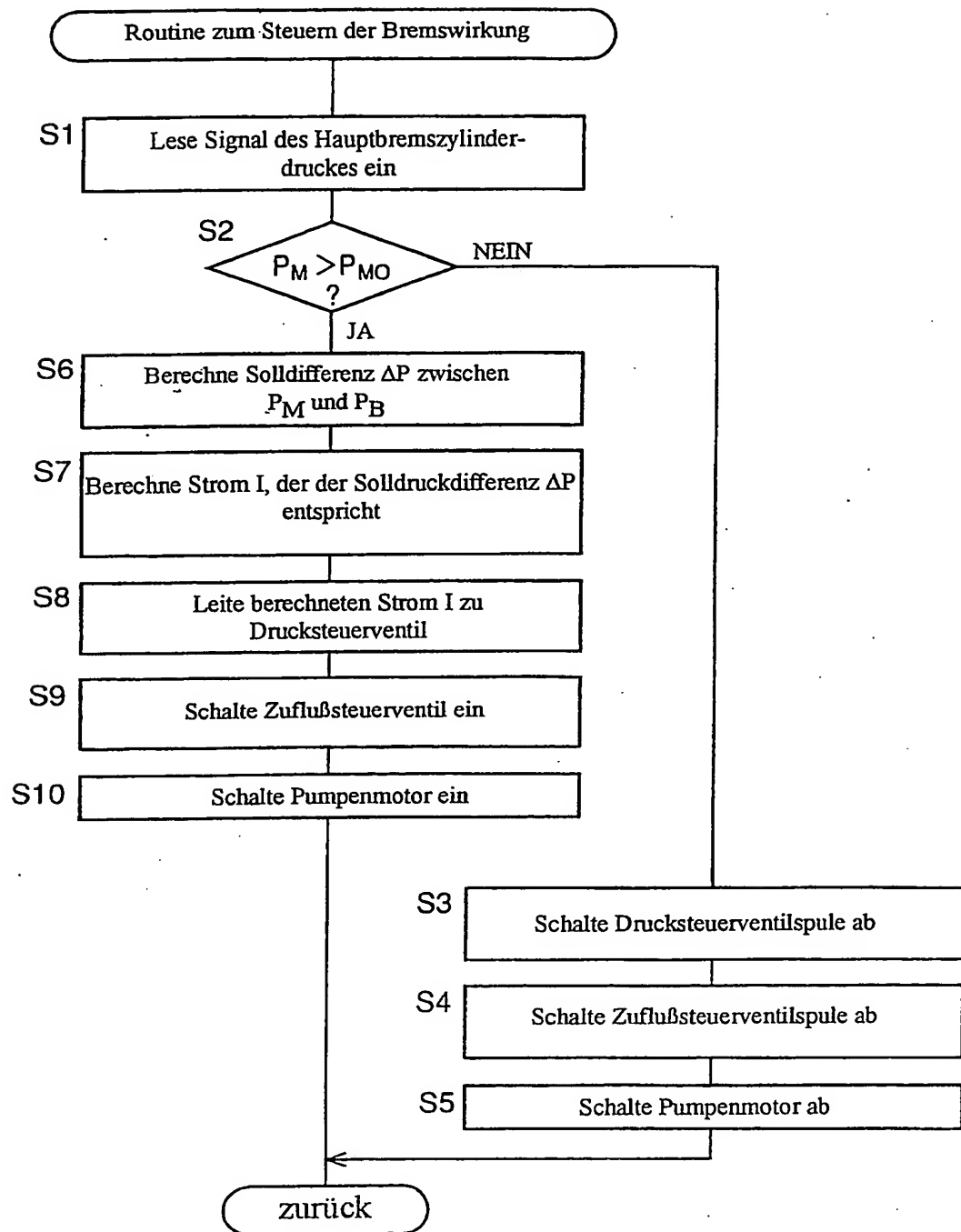


FIG. 9(a)

FIG. 10

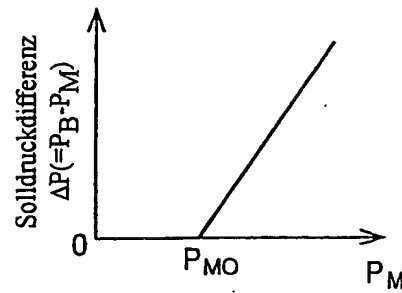


FIG. 11

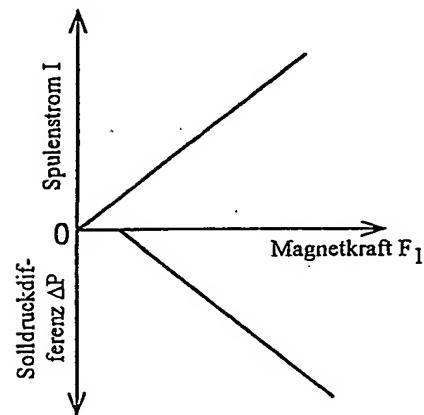


FIG. 12

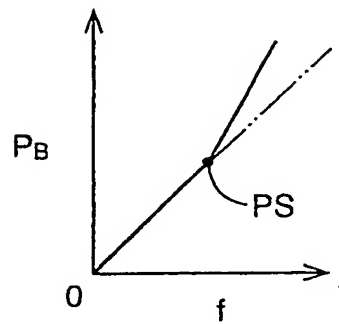


FIG. 13

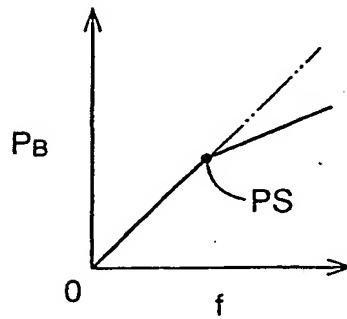
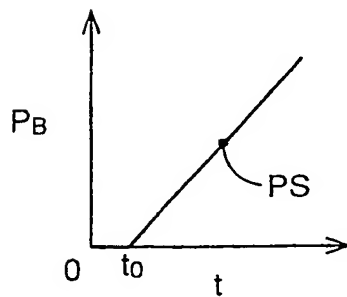
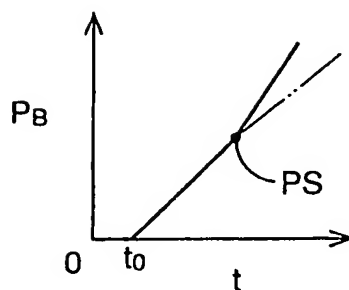


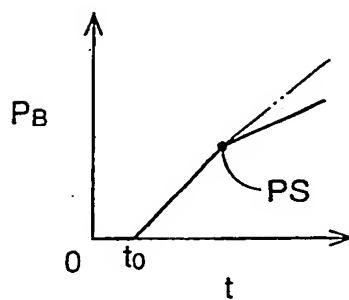
FIG. 14



**FIG. 15**



**FIG. 16**



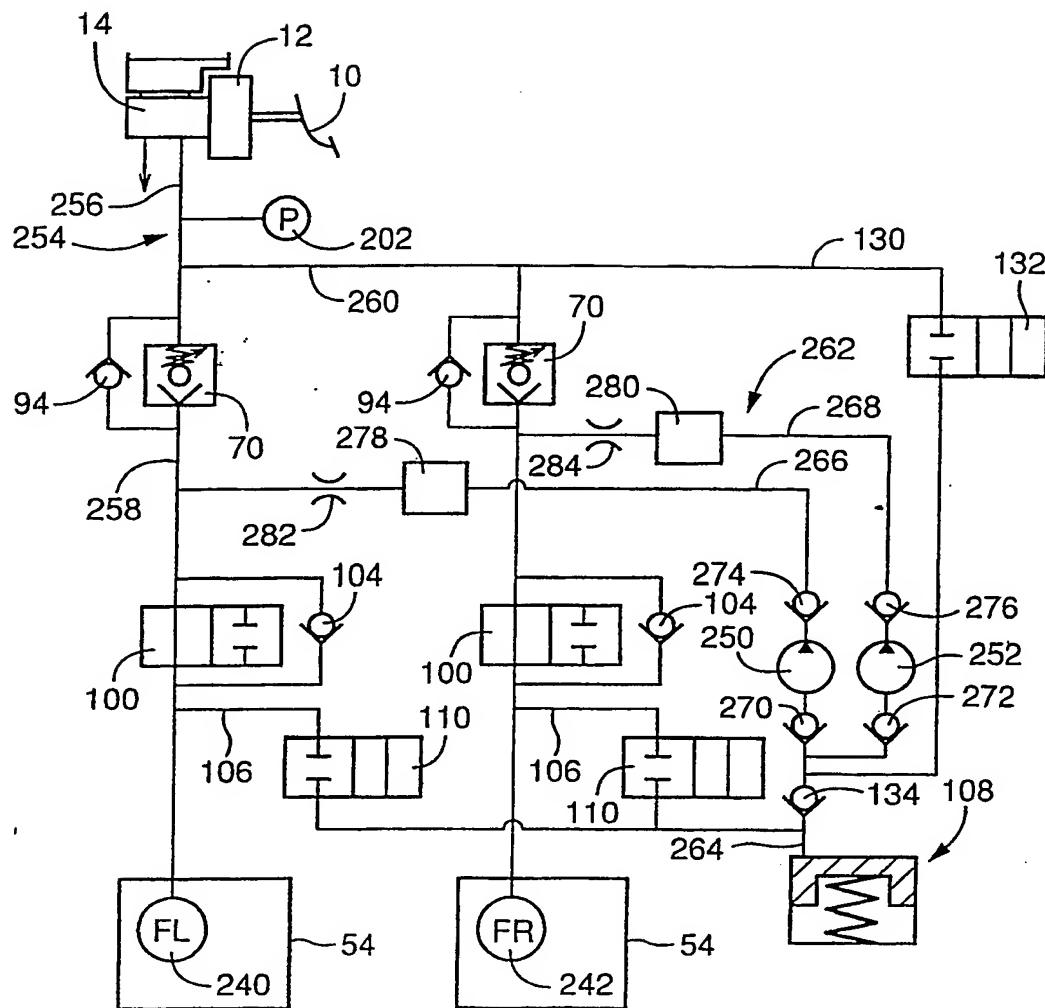


FIG. 17

FIG. 18

	regulärer Steuer- modus (nicht-betätigter Zustand)	Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik		
		Erhöhen	Halten	Verringern
		EIN (Strom- steuerung)	←	→
Drucksteuerventil	AUS (offen)	AUS	EIN	EIN
Druckhalteventil	AUS	AUS	AUS	EIN
Druckverringerungsventil	AUS	AUS	EIN	EIN
Zuflußsteuerventil	AUS	EIN	EIN	EIN
Pumpenmotor	AUS	EIN	EIN	EIN

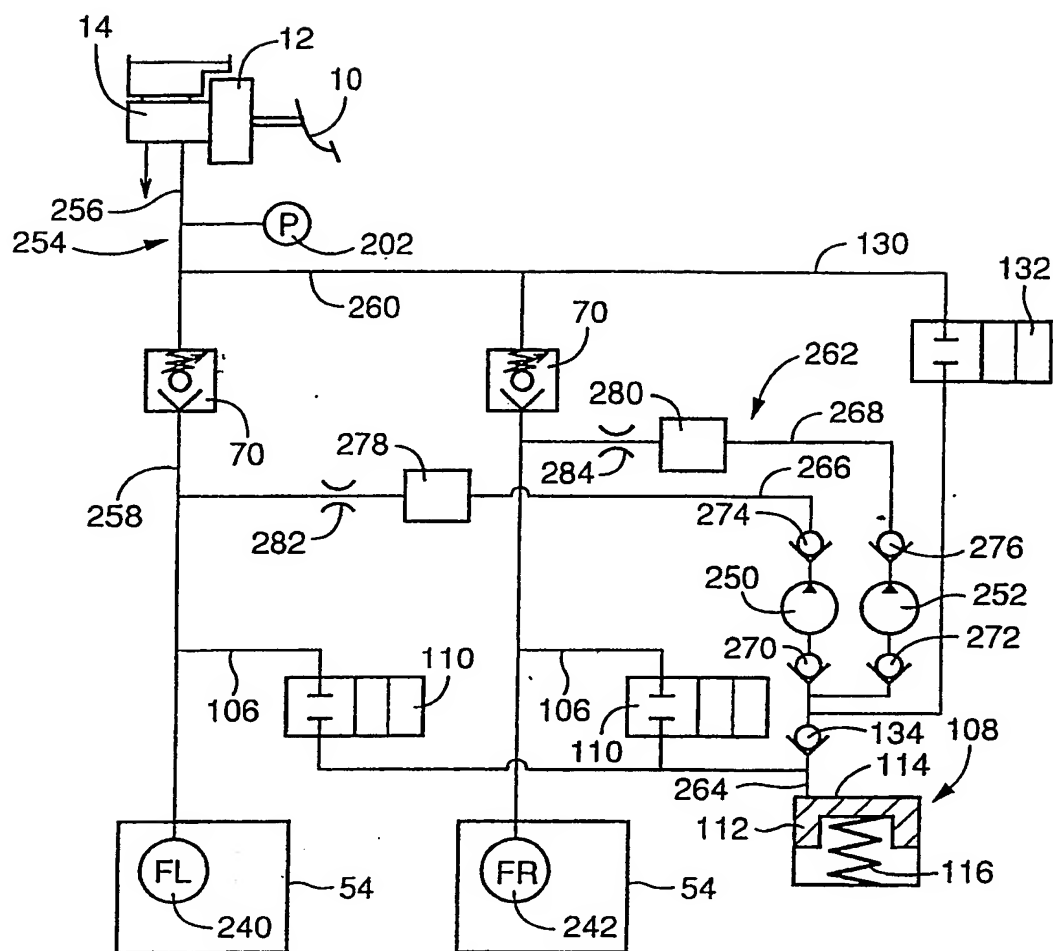


FIG. 19

FIG. 20

	regulärer Steuer- modus (nicht-betätigter Zustand)	Anti-Blockier-Steuermodus ( $P_M > P_B$ )			Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik ( $P_M < P_B$ )		
		Erhöhen	Halten	Verringern	Erhöhen	Halten	Verringern
Drucksteuerventil	AUS	AUS	EIN	EIN	EIN	EIN	EIN
Druckverringerventil	AUS	AUS	AUS	EIN	AUS	AUS	AUS
Zuflußsteuerventil	AUS	AUS	AUS	AUS	EIN	AUS	AUS
Pumpenmotor	AUS	EIN	AUS	EIN ODER AUS	EIN	AUS	EIN ODER AUS

FIG. 21

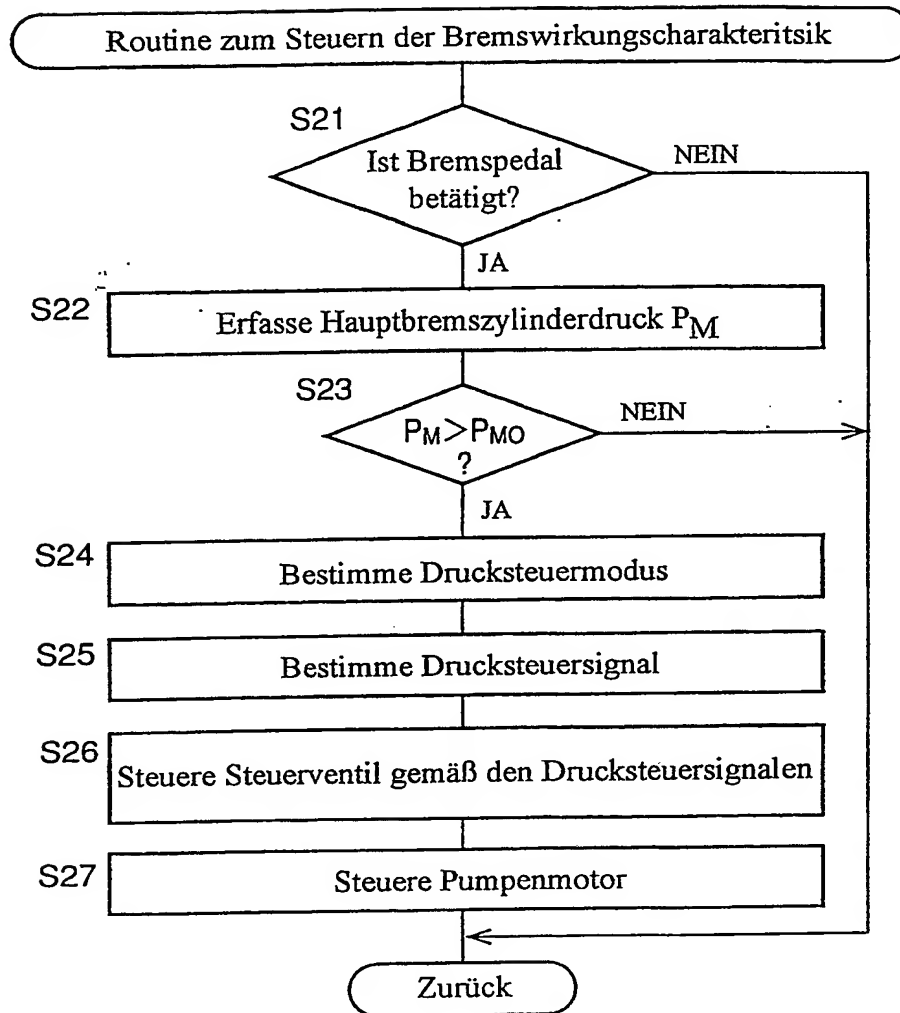


FIG. 22

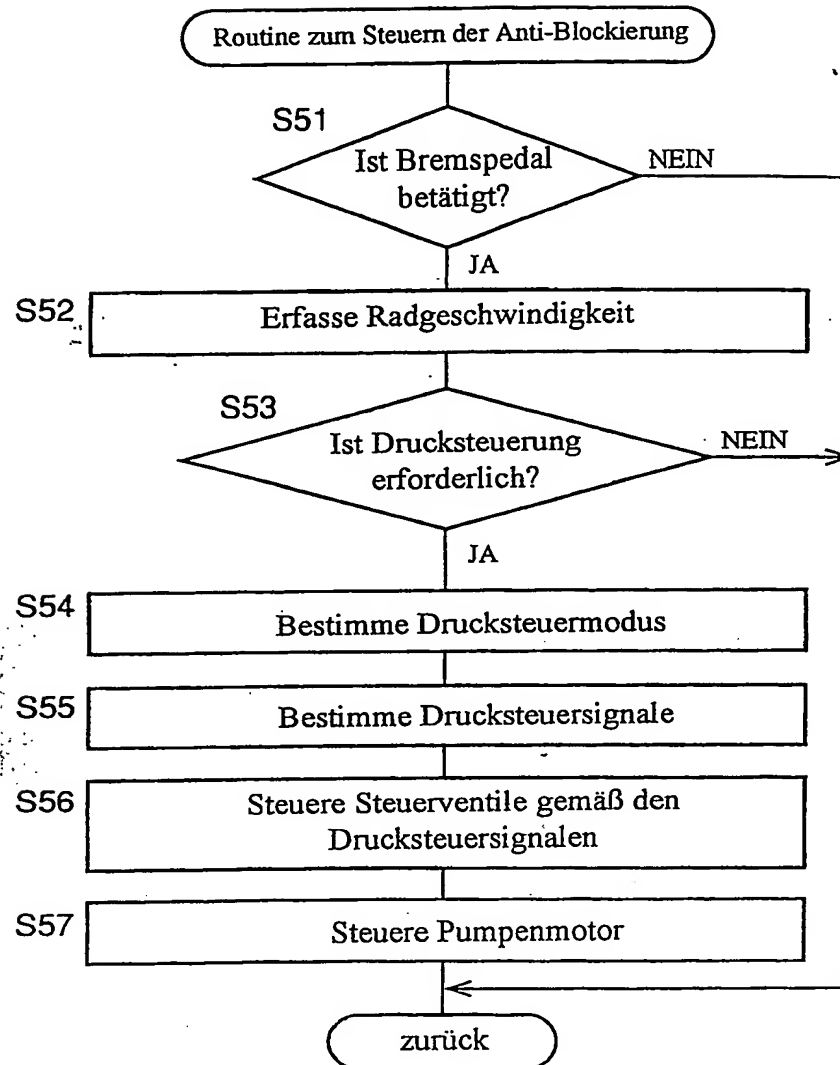


FIG. 23

	regulärer Steuermodus (nicht-betätigter Zustand)	Anti-Blockier- Steuermodus ( $P_M > P_B$ )				Steuermodus der Bremswirkungs- charakteristik ( $P_M < P_B$ )			
		Erhöhen	Halten	Verringern		Erhöhen	Halten	Verringern	
Drucksteuerventil	AUS	AUS	EIN	EIN		EIN	EIN	EIN	
Druckverringerventil	AUS	AUS	EIN	EIN		AUS	EIN	AUS	
Zuflußstarterventil	AUS	AUS	AUS	AUS		EIN	ODER AUS	AUS	
Pumpenmotor	EIN	EIN	EIN	EIN ODER AUS		EIN	EIN	EIN ODER AUS	

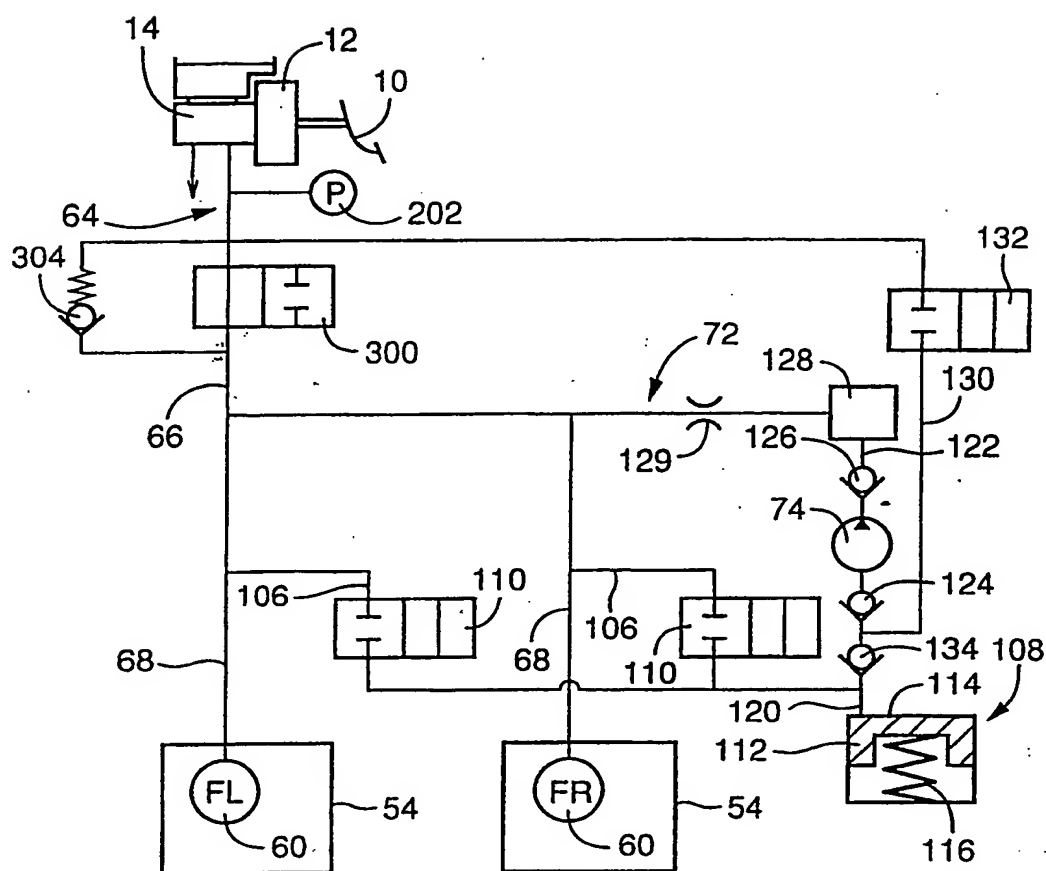


FIG. 24

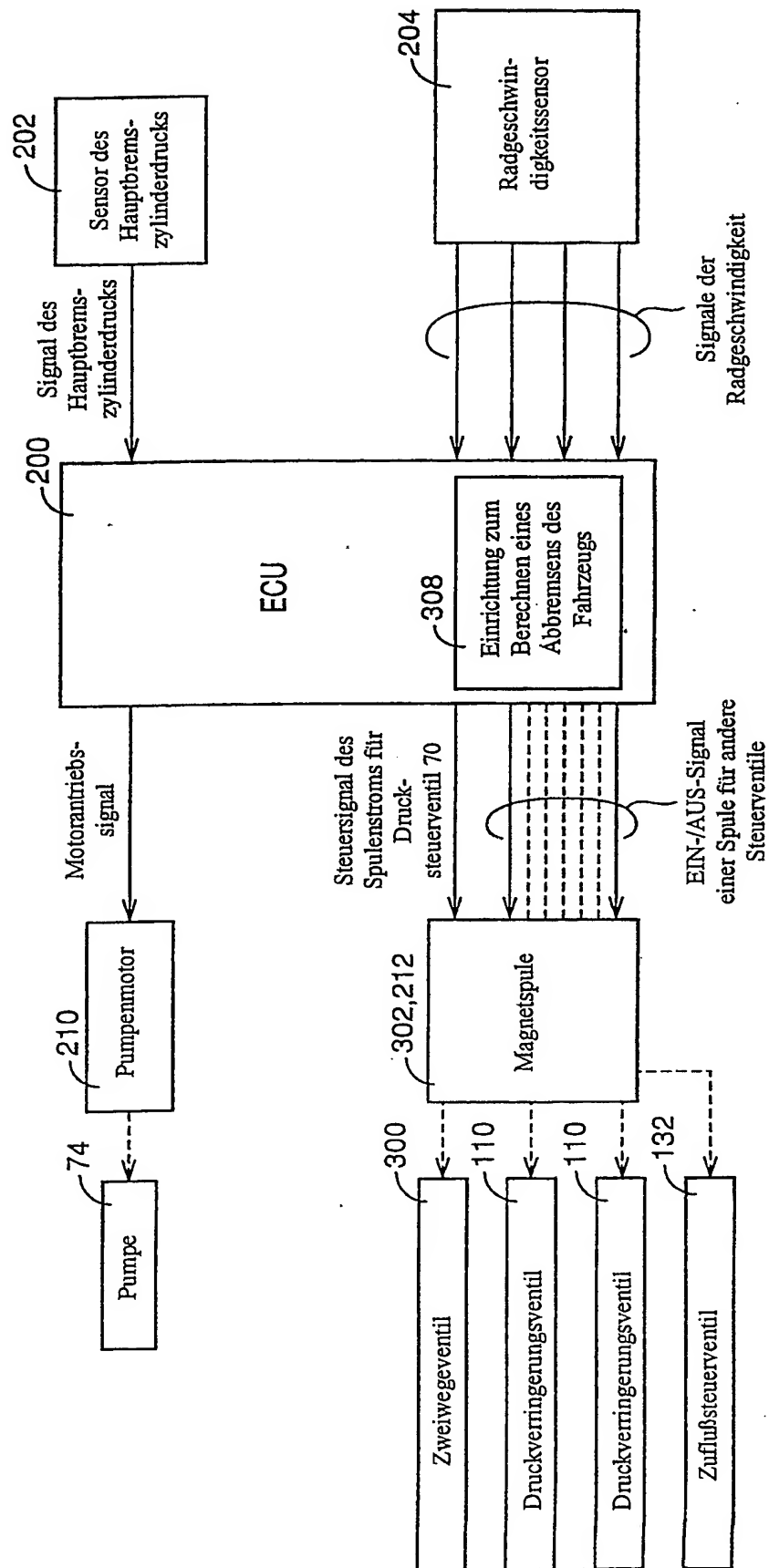


FIG. 25

FIG. 26

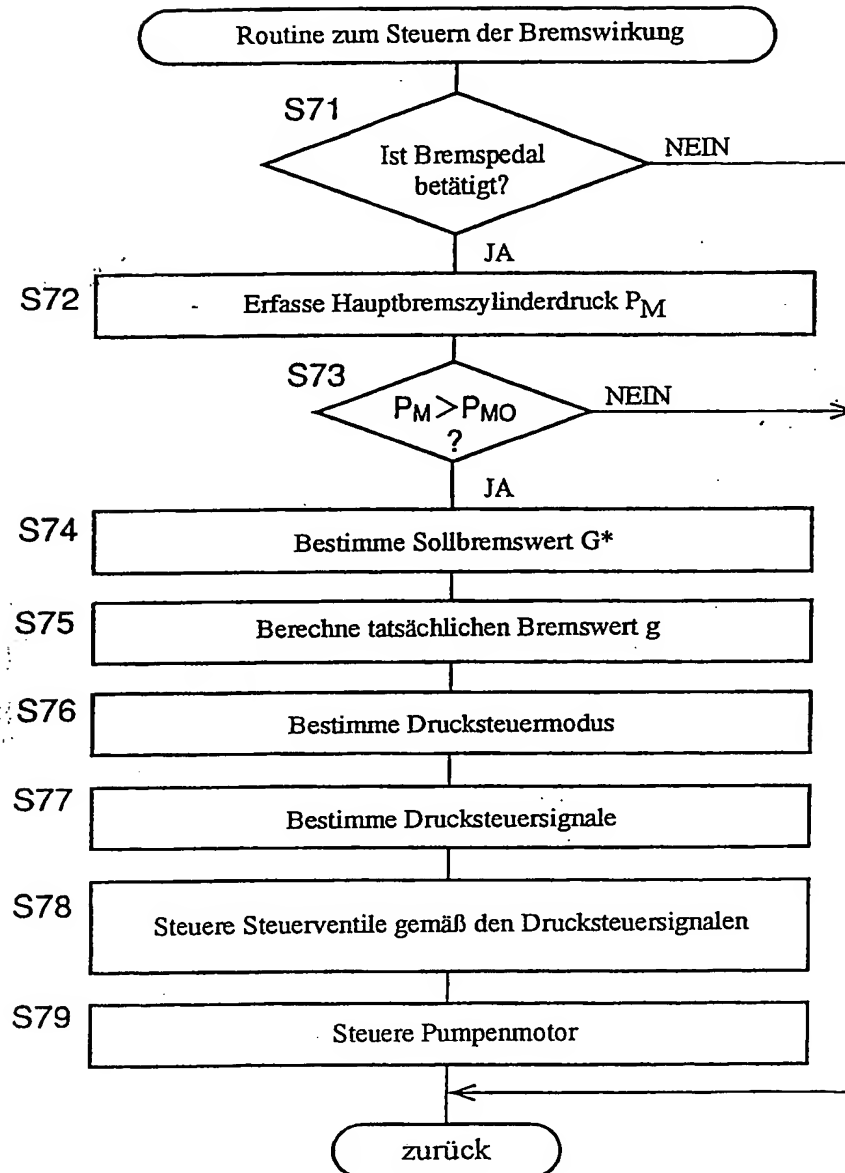
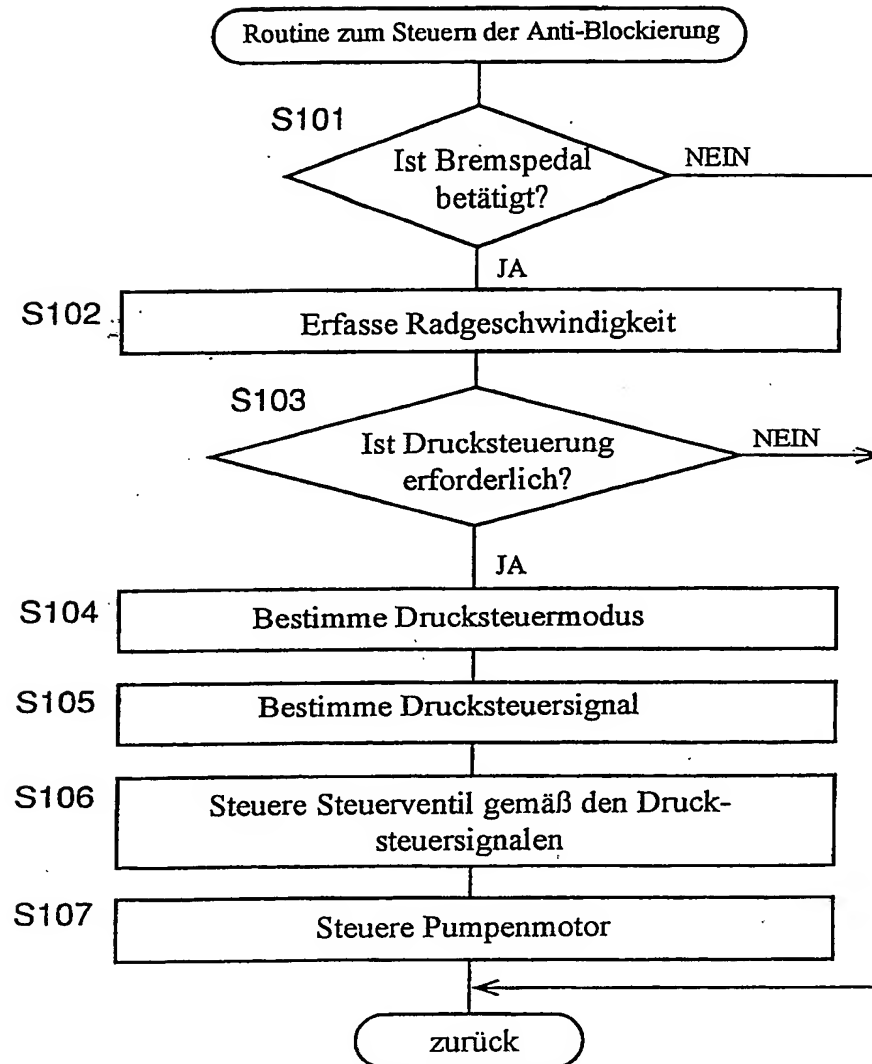


FIG. 27

	normaler Steuermodus (nicht betätigter Zustand)	Anti-Blockier-Steuermodus ( $P_M > P_B$ )			Steuermodus der Bremswirkungscharakteristik ( $P_M < P_B$ )		
		Erhöhen	Halten	Verringern	Erhöhen	Halten	Verringern
Drucksteuerventil	AUS	AUS	EIN	EIN	EIN	EIN	EIN
Druckverringerventil	AUS	AUS	EIN	EIN	AUS	EIN	AUS
Zuflußsteuerventil	AUS	AUS	AUS	AUS	EIN	EIN ODER AUS	AUS
Pumpenmotor	AUS	EIN	EIN	EIN ODER AUS	EIN	EIN	EIN ODER AUS

FIG. 28



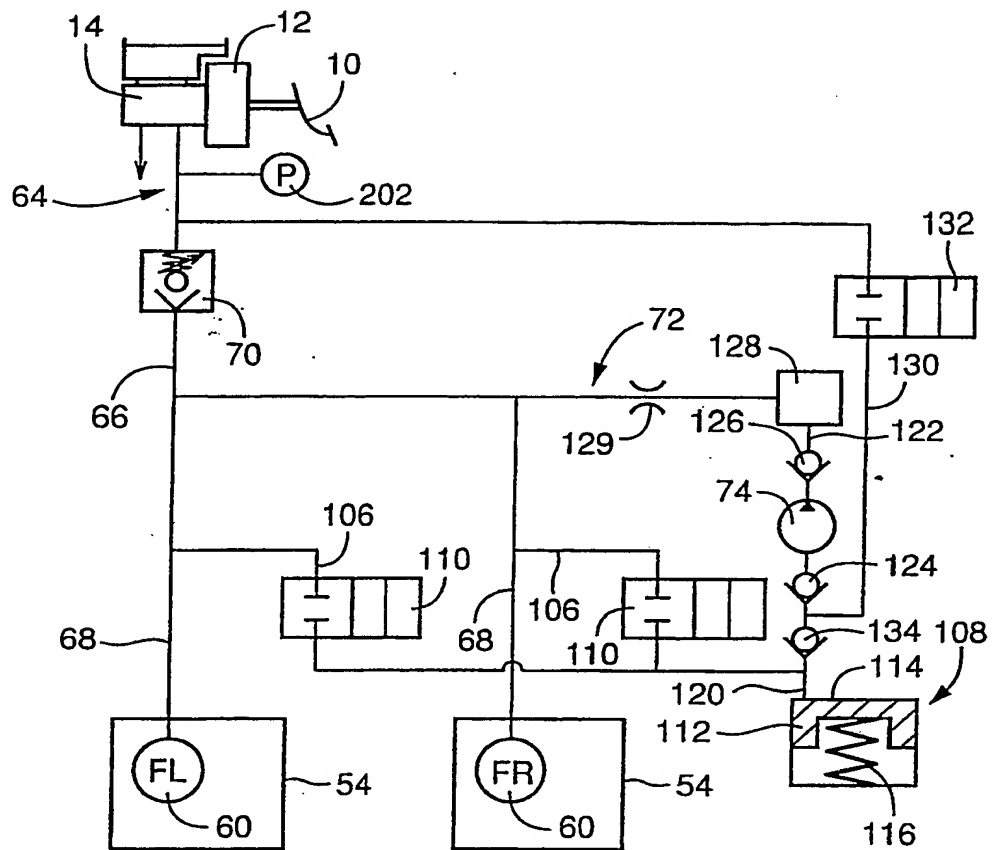


FIG. 29

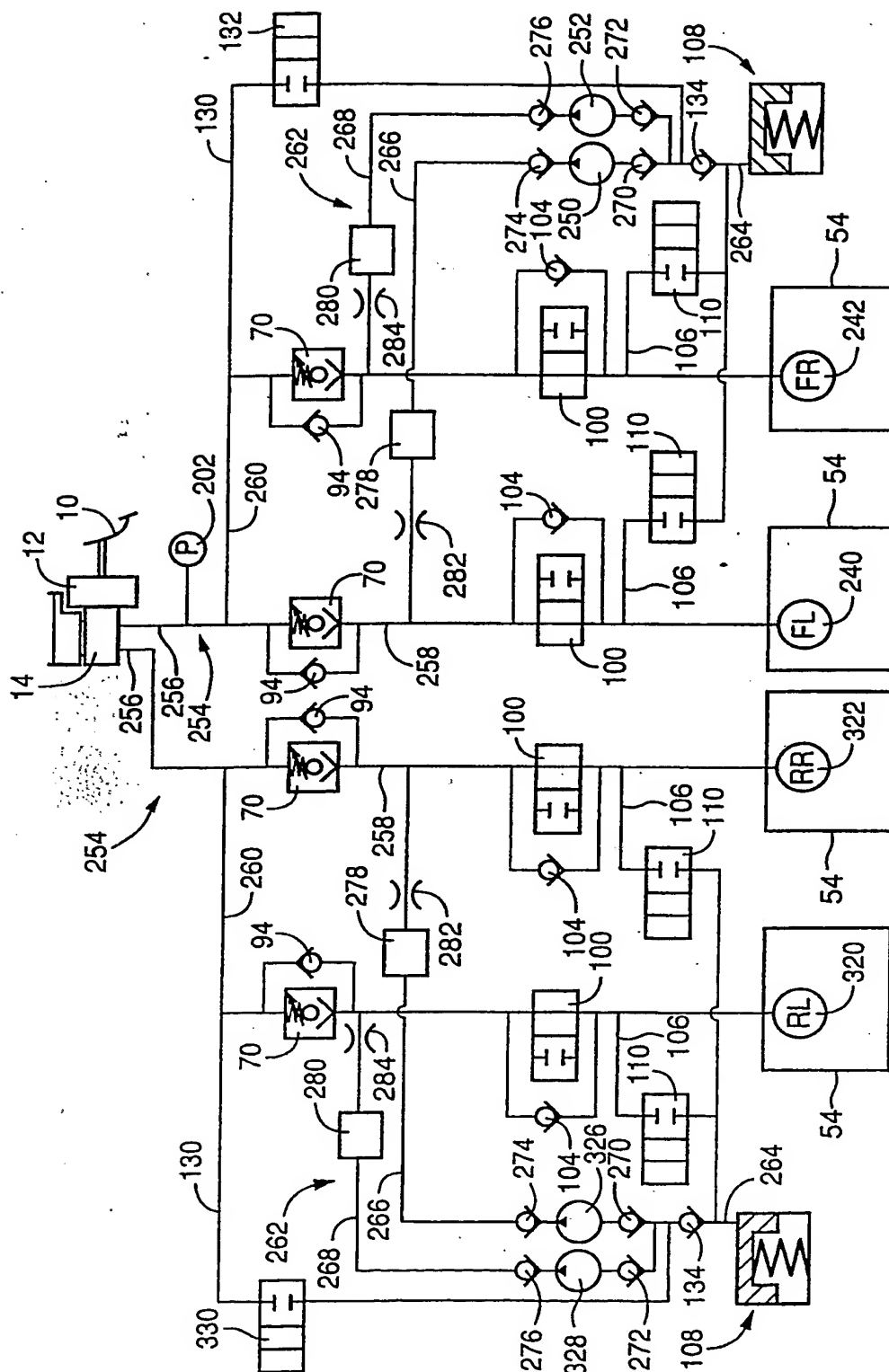
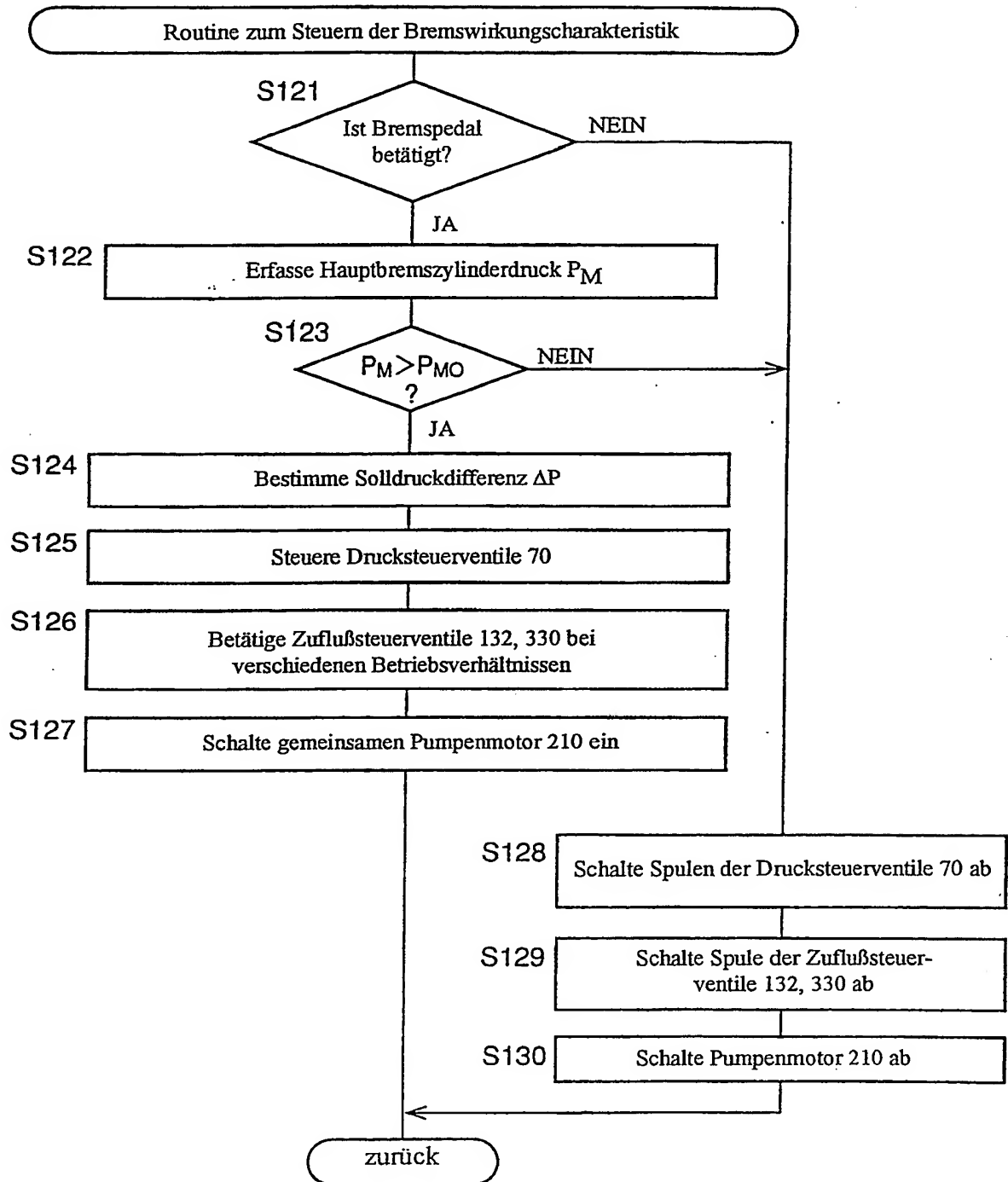


FIG. 30

## FIG. 31



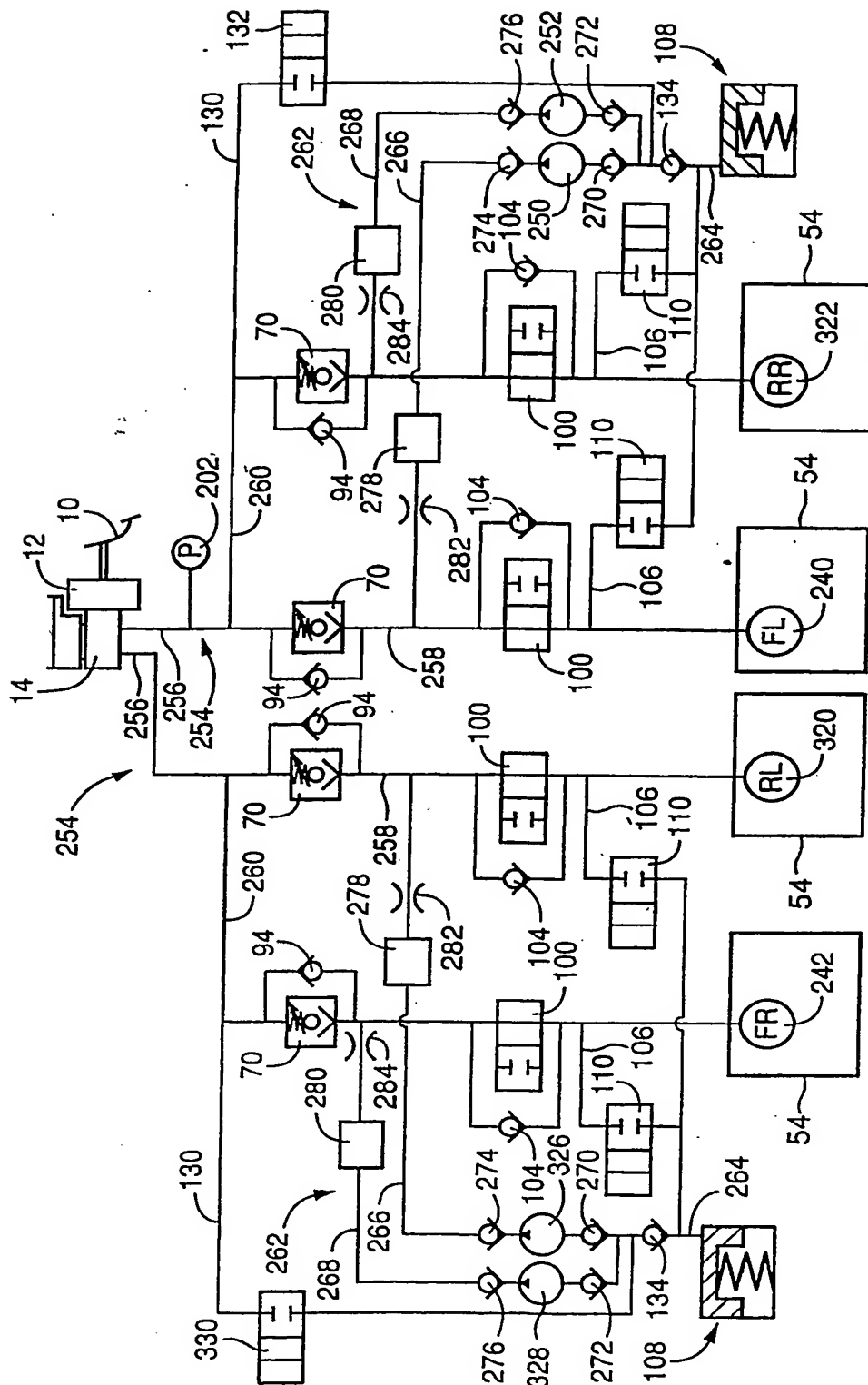


FIG. 32

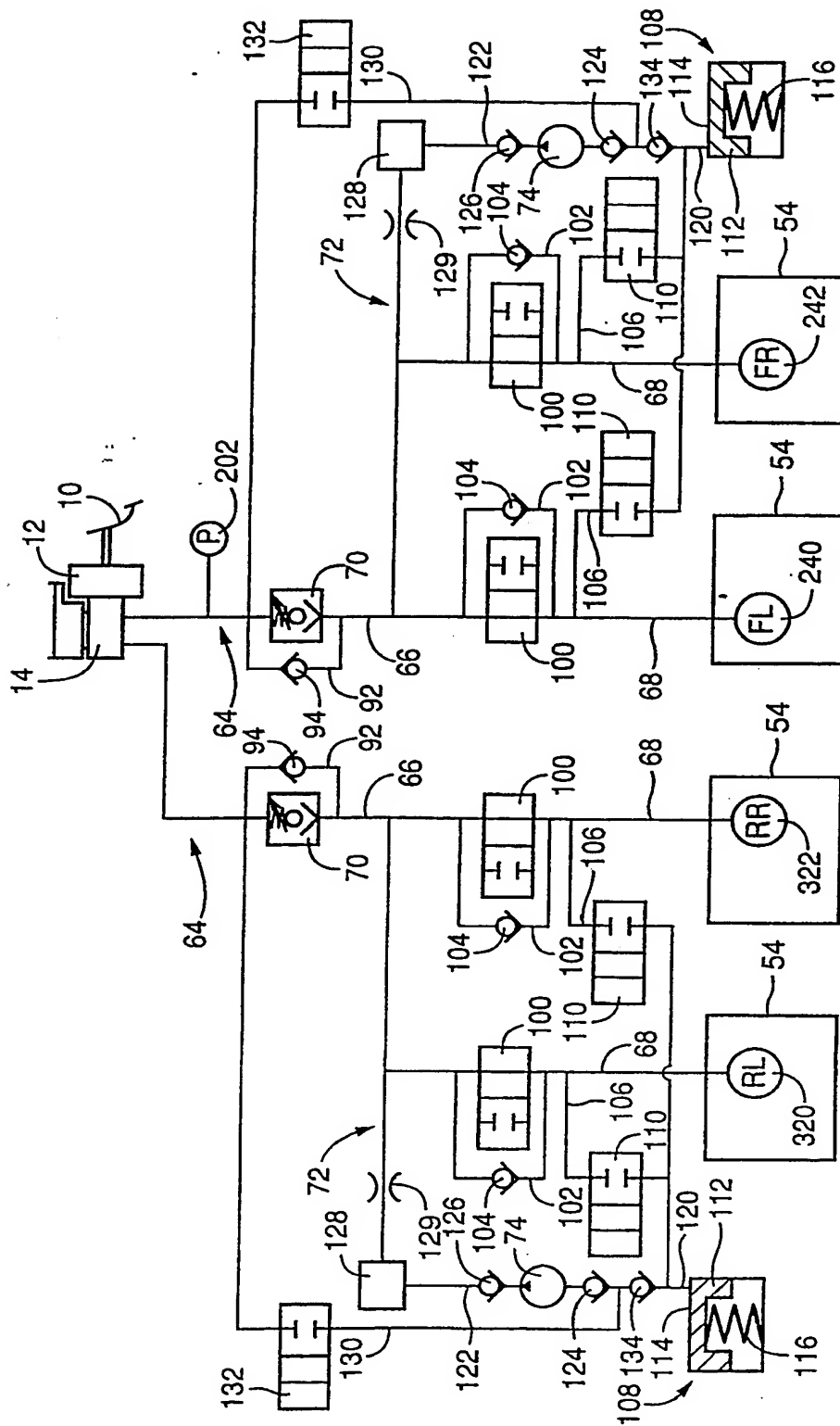


FIG. 33

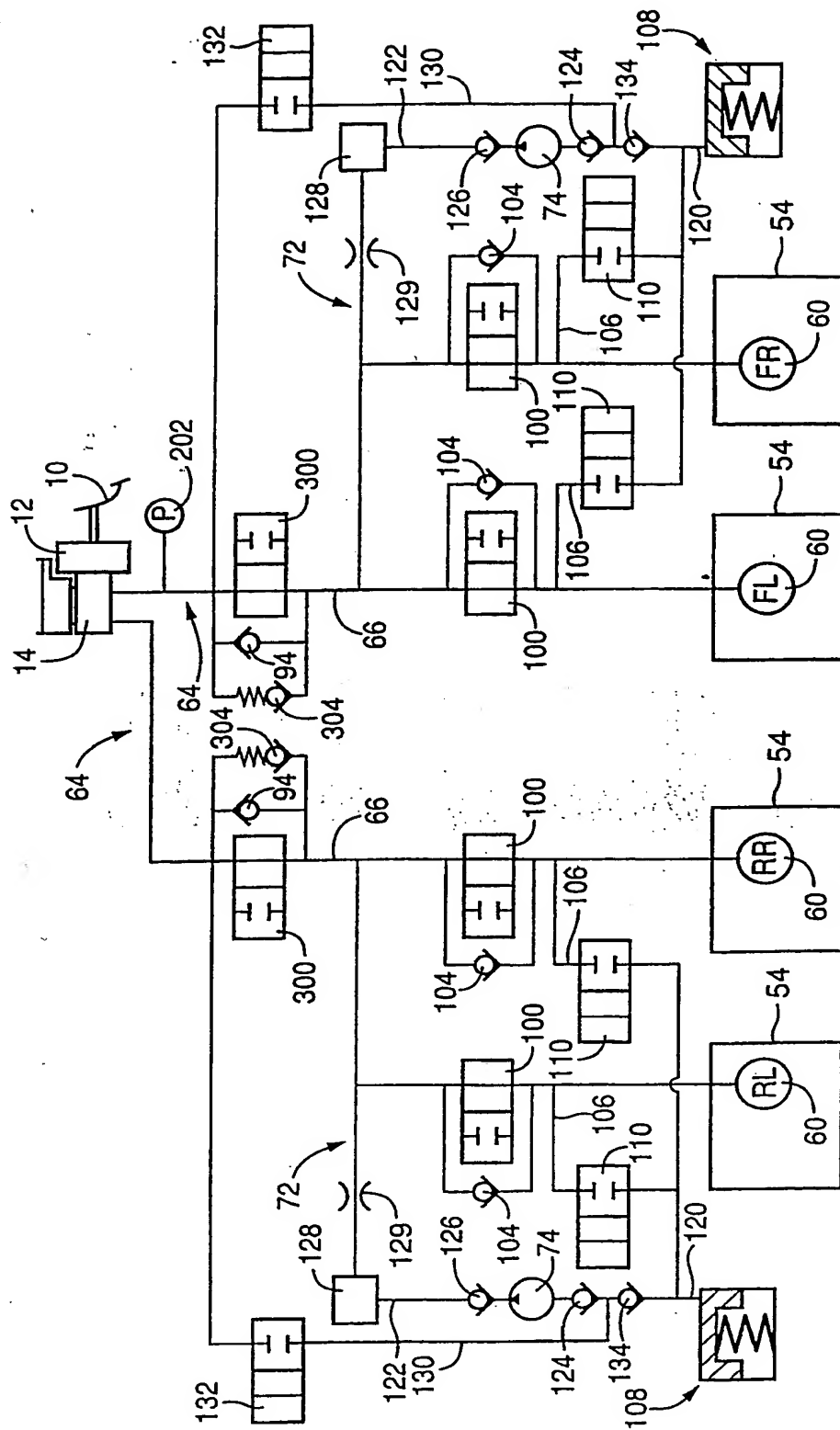


FIG. 34

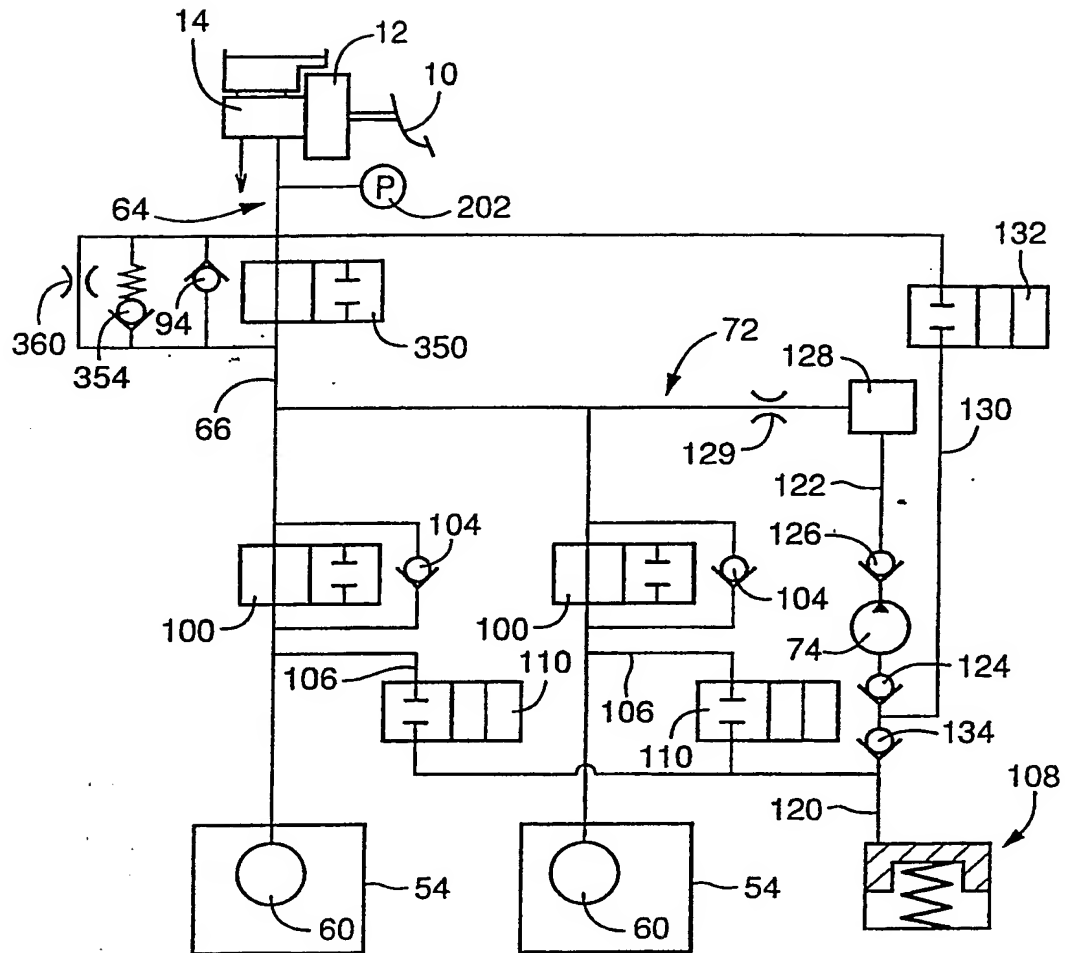
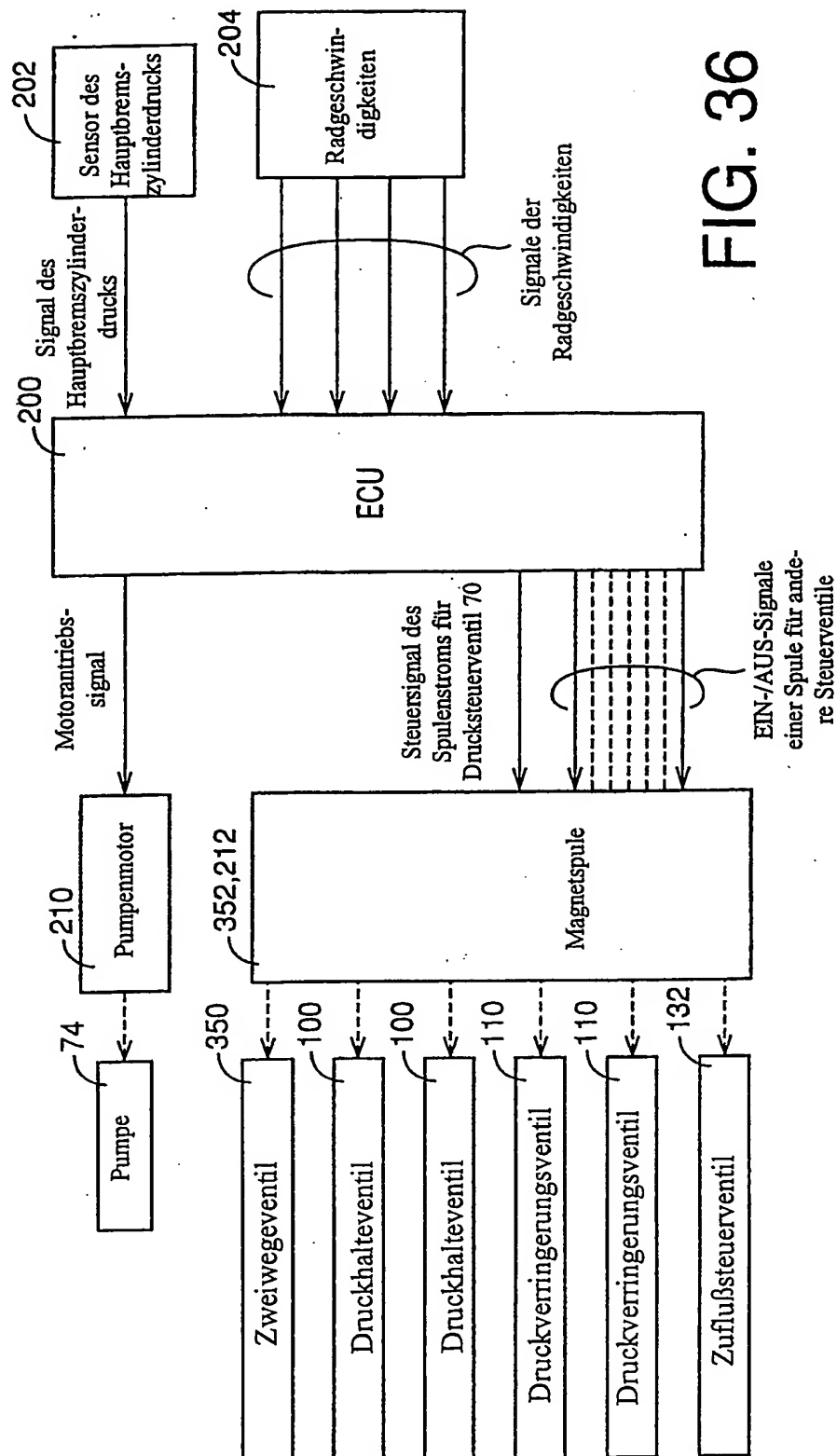


FIG. 35



**FIG. 36**

FIG. 37

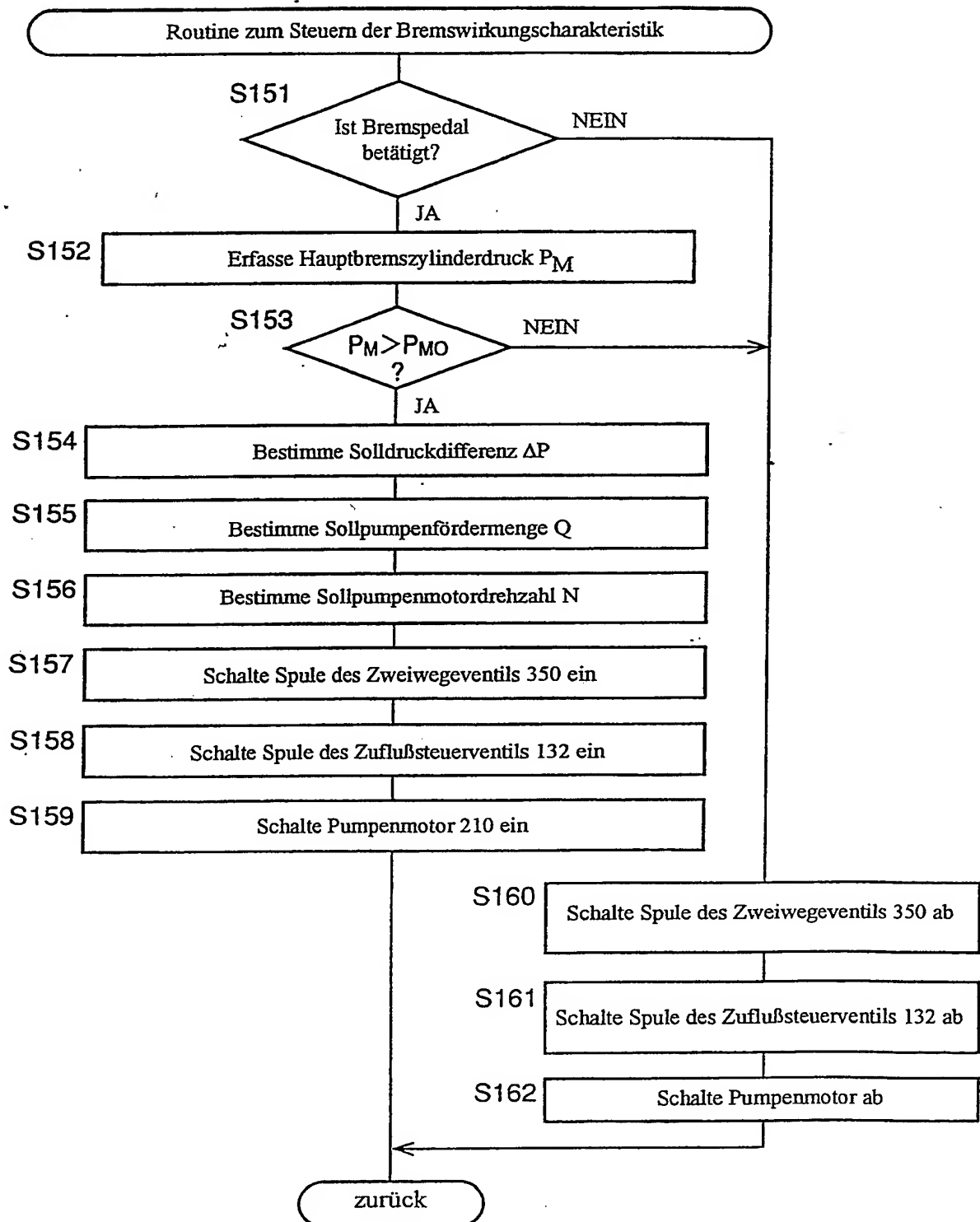


FIG. 38

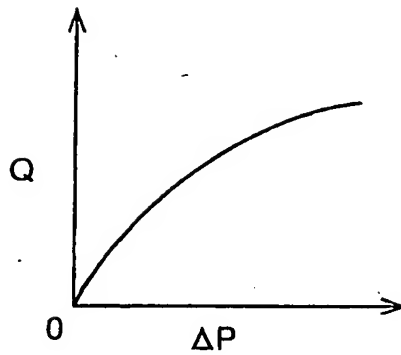


FIG. 39

